

ДЛЯ ВУЗОВ

МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ

В двух томах

ТОМ 1

Под редакцией В.В. Бушуева

Допущено Министерством образования и науки Российской Федерации в качестве учебника для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальностям "Технология машиностроения", "Металлообрабатывающие станки и комплексы" направления подготовки "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств"



МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
2011

УДК 621.9
ББК 346.3-5
М54

Рецензенты:
доктор техн. наук М. П. Козочкин
кафедра «Металлорежущие станки»
МГТУ им. Н. Э. Баумана

Авторы: Т. М. Авраамова, В. В. Бушуев, Л. Я. Гиловой, С. И. Досько, А. В. Ерёмин, Ю. В. Мещеряков, В. В. Молодцов, Ю. А. Павлов, Ф. С. Саби-
ров, А. В. Теклёв, В. С. Хомяков, А. В. Чурилин, В. Н. Шурков

М54 Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. / Т. М. Авраамова, В. В. Бушуев, Л. Я. Гиловой и др.; под ред. В. В. Бушуева. Т. 1. — М.: Машиностроение, 2011. — 608 с.; ил.

ISBN 978-5-94275-594-2 (Т. 1)
ISBN 978-5-94275-593-5

Приведены сведения о современных станках, их классификация, технико-экономические показатели, критерии работоспособности и общие принципы проектирования станков. Описаны методы формообразования, особенности построения рациональных кинематических схем и компоновок, конструкции и классификация основных узлов и механизмов станков, таких, как базовые детали, направляющие, главный привод и привод подачи, механизмы транспортирования заготовок, инструмента, стружки и т. п. Рассмотрены режимы смазывания, смазочные системы и материалы. Даны основы математического моделирования и расчета основных подсистем и узлов станков, особенности систем управления.

УДК 621.9
ББК 34.63-5

ISBN 978-5-94275-594-2 (Т. 1)
ISBN 978-5-94275-594-5

© Авторы, 2011
© ООО «Издательство Машиностроение», 2011

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, опубликованных в данной книге, допускаются только с разрешения издательства и ссылкой на источник информации.

Предисловие

Металлорежущие станки при их высокой производительности, точности и универсальности являются основным видом технологического оборудования для размерной обработки деталей. Благодаря стремительному развитию вычислительной техники в последнее время произошли серьезные изменения как в конструкции самих станков, так и в содержании деятельности конструктора.

В предлагаемом двухтомном учебнике авторский коллектив МГТУ «СТАНКИН» стремился познакомить читателей с важнейшими достижениями в области станкостроения, а также с конструкцией как традиционных станков (токарных, фрезерных, зубообрабатывающих и т.п.), так и станков для электрофизической и электрохимической обработки.

В первом томе приведены основные сведения о станках, дана их классификация, рассмотрены основные технико-экономические показатели, критерии работоспособности и общие принципы проектирования станков.

Большое внимание уделено методам формообразования и особенностям построения рациональных кинематических схем и компоновок. Описаны конструкции и классификация основных узлов и механизмов станков, таких, как базовые детали, направляющие, главный привод и привод подачи, механизмы транспортирования заготовок, инструмента и стружки и т.п. Рассмотрены режимы смазывания, смазочные системы и материалы. Приведены сведения о математическом моделировании при проектировании станков и его основных подсистем.

Таким образом, в первом томе рассмотрены наиболее важные узлы, механизмы и системы, которые лежат в основе конструкции любых станков и станочных комплексов.

Во втором томе описаны станки основных групп, автоматические линии и станочные системы. Приведены данные о возможностях, типовых технологических процессах, областях использования, компоновке и кинематической схеме станков. Рассмотрены конструкции основных узлов, оригинальных приспособлений.

Приведены сведения: о токарных, фрезерных, сверлильных, расточных, резьбообрабатывающих, протяжных, шлифовальных, зубообрабатывающих, заточных, многоцелевых станках, а также о станках, реализующих различные электрофизические и электрохимические методы обработки: лазерных, электроэрозионных, ультразвуковых. Описаны станки для сверхточной, высокоскоростной, водоабразивной обработки и станки на основе механизмов с параллельной кинематикой. Даны основные сведения о ГПС (гибких производственных системах), гибких модулях, участках и автоматических линиях. Также рассматриваются вопросы исследований, испытаний и эксплуатации, ремонта и модернизации оборудования автоматизированного производства.

Введение

В.1. Основные термины и определения

Металлорежущий станок — машина для размерной обработки заготовок путем снятия стружки. Обработка производится преимущественно путем резания лезвийным или абразивным инструментом. Используются также электрофизические и электрохимические методы обработки, поверхностное пластическое деформирование, оптические лазеры. В станке создаются движения для образования режущим инструментом на заготовке одной или нескольких заданных поверхностей. Все эти движения являются вполне определенными, отвечающими заданному технологическому процессу. Для обеспечения необходимых закономерностей каждого движения устанавливают характеризующие его параметры и создают в станке соответствующие механизмы.

Металлорежущие станки в соответствии со служебным назначением имеют разные технологические возможности и размеры. Совокупность всех типов и размеров станков, выпускаемых в определенный период времени, называется *типажом*.

Станки классифицируют по многим признакам. В зависимости *от вида обработки* и применяемого *режущего инструмента* станки подразделяют на *технологические группы*: токарные, сверлильные и расточные, фрезерные, шлифовальные и т.д.

По *классу точности* различают станки нормальной (Н), повышенной (П), высокой (В), особо высокой (А) точностей и особо точные станки (С). По *степени универсальности* можно выделить универсальные (общего назначения), специализированные и специальные станки. По *уровню автоматизации* выделяют станки-полуавтоматы, станки-автоматы, станки с ЧПУ, гибкие производственные модули. В зависимости *от массы* принято подразделять станки на легкие (до 1 т), средние (1...10 т), тяжелые (более 10 т) и уникальные (более 100 т).

Процесс обработки на станках осуществляется с помощью движений формообразования, в которых участвуют инструмент и заготовка. Движения формообразования могут быть движениями резания и движениями подачи. Эти движения в процессе резания образуют на заготовке заданные поверхности.

Кроме технологических операций, связанных с изменением формы и размеров заготовок, на станках необходимо выполнять вспомогательные операции для смены режущего инструмента и заготовок, их зажима и контроля, для подвода в

зону обработки смазочно-охлаждающей жидкости и удаления стружки, а также для управления станками, контроля и диагностирования их состояния.

Области эффективного применения отдельных станков и станочных комплексов показаны на рис. В.1.

Исторически первым видом металло-режущего оборудования являются универсальные станки с ручным управлением, которые постоянно совершенствуются и даже оснащаются отдельными средствами автоматизации. Основные недостатки станков — низкая производительность и выполнение рабочим всего необходимого цикла управления работой станка.

Обычно технологический процесс изготовления детали на станке позволяет одновременно закреплять заготовку, менять режущий инструмент, устанавливать необходимые режимы резания. Но практически на станке с ручным управлением все вспомогательные операции выполняют последовательно. Аналогичная ситуация и с рабочими операциями. В большинстве случаев технологический процесс обеспечивается несколькими одновременно работающими инструментами, однако при ручном управлении все рабочие операции выполняются последовательно.

Увеличение масштабов производства, потребность в изготовлении большого количества одних и тех же машин обусловили появление универсальных станков-автоматов и полуавтоматов. Автомат — это станок, автоматически и многократно выполняющий все рабочие и холостые (вспомогательные) элементы цикла обработки детали, кроме наладки. Полуавтомат — это станок с автоматическим циклом, повторяемым с участием рабочего.

Особенностью станков-автоматов является высокая производительность. Например, токарный шестишпиндельный автомат может заменить по производительности до 20 универсальных токарных станков с ручным управлением, что достигается совмещением вспомогательных и рабочих операций, высокими скоростями выполнения всех вспомогательных перемещений, большим числом одновременно работающих инструментов.

Хотя станки-автоматы рассматриваемого вида и называют универсальными, возможность их переналадки значительно ниже, чем станков с ручным управлением. Например, рабочий может устанавливать и закреплять в шпинделе токарного станка одинаково просто как прутки, так и штучные заготовки; в токарном автомате механизмы загрузки и зажима, созданные для пруткового материала, не пригодны для штучных заготовок. Этим и объясняется большое разнообразие (и соответственно большое число типоразмеров) универсальных автоматов.

На станке с ручным управлением рабочий, закончив изготовление очередной детали, может сразу же приступить к изготовлению по другим чертежам совершенно иной детали. На универсальном станке-автомате такая переналадка занимает несколько часов, а подготовка к переналадке (проектирование и из-

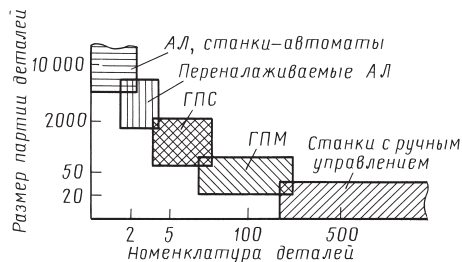


Рис. В.1. Области эффективного применения станочного оборудования: АЛ — автоматические линии; ГПС — гибкие производственные системы; ГПМ — гибкие производственные модули

готовление кулачков, копиров, разработка циклограмм и карт наладки) — несколько дней. Поэтому фактическая производительность автоматов в условиях мелкосерийного производства оказывается низкой.

Таким образом, универсальные автоматы и полуавтоматы наиболее эффективны в том производстве, где не требуются частые переналадки оборудования, т.е. в крупносерийном производстве.

Стремление максимально повысить производительность при больших масштабах производства привело к созданию специализированных и специальных станков-автоматов. *Специализированными* называются *станки-автоматы*, которые могут быть переналажены на обработку небольшой группы однотипных деталей (например, колец подшипников качения). *Специальные станки-автоматы* создаются для обработки одной-единственной детали (например, коленчатого вала). Узкая специализация такого оборудования приводит к значительному упрощению его компоновки, конструкции и системы управления.

Кроме того, проектируя станок-автомат для обработки любой конкретной детали, можно выбрать оптимальными технологический процесс и режимы резания, совместить операции, упростить наладку, управление и обслуживание, что позволяет обеспечить более высокую их производительность и эффективность по сравнению с универсальными автоматами в условиях крупносерийного и массового производств.

Однако развитие специализации станков-автоматов создаст противоречие между серийностью и гибкостью производства. Специализированное оборудование может применяться только при изготовлении таких деталей, конфигурация и размеры которых длительное время остаются неизменными.

При смене выпускаемого изделия большинство специализированного оборудования оказывается не нужным, несмотря на полную работоспособность. Это требует создания станков-автоматов иного типа, в которых могут сочетаться высокая производительность специальных автоматов с широкими технологическими возможностями и с определенной гибкостью; в то же время процесс проектирования, изготовления и освоения таких станков должен быть существенно сокращен.

Одним из методов решения поставленной задачи является *унификация узлов (агрегатов)*, механизмов, деталей и систем управления станков-автоматов, что и привело к созданию агрегатных станков. За счет различных комбинаций унифицированных элементов можно быстро создавать высокопроизводительные специализированные станки-автоматы самого различного технологического назначения. Оригинальными в таких станках остаются только те узлы, конструкция которых связана с индивидуальными особенностями обрабатываемых деталей (шпиндельные коробки, зажимные приспособления), но и эти узлы также собираются из унифицированных деталей.

Автоматические линии из агрегатных, специальных и универсальных станков-автоматов обеспечивают дополнительное (в несколько раз) повышение производительности труда за счет автоматизации межстаночных транспортных операций, загрузки заготовок и выгрузки готовых деталей. Для обработки наиболее сложных и трудоемких деталей машин применяются *комплексы автоматических линий*, в которые, кроме металлорежущего оборудования, встраиваются контрольные автоматы, моечные машины, агрегаты для термической

обработки, промышленные роботы, накопители, автоматы для клеймения и другое оборудование. В составе автоматических линий могут быть также сборочные автоматы.

Для автоматических линий характерно расположение всего оборудования в порядке последовательности операций технологического процесса, выполняемых без вмешательства человека (необходимы лишь периодический контроль, наладка, профилактическое обслуживание и устранение неполадок).

Внедрение в крупносерийное и массовое производство автоматических линий приводит к сокращению в 1,5...2 раза количества станков-автоматов и производственных площадей, способствует снижению себестоимости и повышению качества продукции, сокращению длительности производственного цикла, уменьшению незавершенного производства. Вместе с тем становится более стабильным качество изделий, повышается общая культура производства.

Автоматическим линиям присущи и недостатки. Прежде всего — это высокая трудоемкость, а иногда и невозможность переналадки линии на другую деталь (даже родственную) и тем более на другой технологический процесс. Имеют место также простои работоспособных станков, агрегатов и механизмов из-за неполадок в другом оборудовании, входящем в состав одной линии. Для обеспечения стабильности процесса обработки повышаются требования к качеству заготовок.

Длительное время автоматизация охватывала в основном крупносерийное и массовое производства, где создано и внедрено множество станков-автоматов, отдельных автоматических линий и их комплексов. Для серийного и тем более мелкосерийного производства, составляющего около 80% общего объема машиностроительного производства, такие средства автоматизации малоэффективны.

Для мелкосерийного и серийного машиностроения необходимы принципиально новые средства автоматизации, сочетающие в себе производительность и точность станков-автоматов с гибкостью универсального оборудования.

Основным методом решения указанной проблемы становится групповая технология, а основным оборудованием — *станки и станочные комплексы с числовым программным управлением (ЧПУ)*.

Появление нового оборудования с ЧПУ, сочетающего высокую производительность, широкие технологические возможности и гибкость, стало переломным моментом в автоматизации серийного и мелкосерийного машиностроения, степень автоматизации которого традиционно отставала. Создание оборудования с ЧПУ можно считать одним из наиболее существенных достижений научно-технической революции в области станкостроения.

Предпосылки для создания высокоавтоматизированного гибкого оборудования с ЧПУ появились благодаря интенсивному развитию вычислительной техники, информатики (науки о структуре и свойствах информации), электроники и электроавтоматики. Станком, промышленным роботом, измерительной машиной, транспортными устройствами и многим другим оборудованием современного машиностроительного производства научились управлять с помощью чисел и знаков.

Обычный станок-автомат работает по программе, задаваемой распределительными валами, кулачками, копиями. Принципиальное отличие станка с ЧПУ от такого автомата заключается в задании программы обработки детали

в числовой (символьной) форме. Символьные данные управляющей программы непосредственно, т.е. без промежуточного включения человека в качестве преобразователя информации, принимаются и обрабатываются автоматическими устройствами управления.

Для современного этапа развития станков с ЧПУ характерно резкое расширение их функциональных возможностей, повышение уровня автоматизации и все более широкое применение в системах управления мощных вычислительных средств (микро-ЭВМ и микропроцессорной техники). Появилась новая разновидность металлорежущего оборудования — *многоцелевые станки* (их также называют обрабатывающими центрами, машинными центрами).

В многоцелевых станках выражен новый подход к построению технологического процесса. С их помощью обеспечивается комплексная обработка деталей различными видами инструмента без переустановок или при минимальном их числе.

До появления многоцелевых станков металлорежущие станки создавали применительно к одному из традиционных методов обработки: токарная группа станков — для токарной обработки, фрезерная — для фрезерной и т.д. Этот принцип сохранялся во всех ранее выпускавшихся станках универсального и специального видов, станках-автоматах, станках с ЧПУ, а также в автоматических линиях. Поэтому технологические процессы строили таким образом, что определенные технологические операции выполнялись на станках соответствующей технологической группы (например, расточные операции выполнялись на расточных станках).

Маршрутные технологические процессы обработки деталей средней сложности часто содержат десятки операций, а для сложных корпусных деталей — сотни операций. Чтобы перейти от одной технологической операции к другой, приходилось каждый раз освобождать деталь, снимать ее со станка и транспортировать на следующий станок, где вновь производить установку (базирование), настройку на исходные размеры и закрепление. Каждая переустановка обрабатываемой детали непременно вносила свои погрешности в ее окончательные размеры. Кроме того, детали совершали сложные перемещения по предприятию, долго пролеживали у станков различных технологических групп в ожидании обработки.

Таким образом, вместо общепринятого прежде подбора деталей и отдельных операций к существующим станкам в настоящее время проводится проектирование станков (многоцелевых), наиболее полно удовлетворяющих технологическим требованиям групп деталей, подлежащих обработке. Большой выбор выполняемых на одном станке разнородных операций (расточных, фрезерных, токарных, шлифовальных и т.д.) меняет представление о традиционных технологических группах станков.

Большие перспективы дальнейшего повышения производительности труда и эффективности имеет создание **гибких производственных систем (ГПС)**, управляемых от ЭВМ. ГПС представляют собой совокупность оборудования с ЧПУ, роботизированных технологических комплексов, гибких производственных модулей, отдельных единиц технологического оборудования и систем обеспечения их функционирования в автоматическом режиме в течение заданного интервала времени.

Любая ГПС обладает свойством автоматизированной переналадки при производстве изделий произвольной номенклатуры в установленных пределах значений ее характеристик.

Роботизированный технологический комплекс (РТК) состоит из единицы технологического оборудования, промышленного робота и средств оснащения (устройств накопления, ориентации и поштучной выдачи изделий). РТК может функционировать автономно, осуществляя многократно циклы обработки. Если РТК предназначены для работы в составе ГПС, то они должны иметь автоматизированную переналадку и возможность встраивания в систему.

Гибкий производственный модуль (ГПМ) — это единица технологического оборудования для производства изделий произвольной номенклатуры в установленных пределах значений их характеристик, автономно функционирующая, автоматически осуществляющая все функции, связанные с производством изделий, и имеющая возможность встраивания в ГПС.

В общем случае в **систему обеспечения функционирования ГПС** входят: АТСС — автоматизированная транспортно-складская система; АСИО — автоматизированная система инструментального обеспечения; САК — система автоматизированного контроля; АСУО — автоматизированная система удаления отходов; АСУТП — автоматизированная система управления технологическими процессами; АСНИ — автоматизированная система научных исследований; САПР — система автоматизированного проектирования; АСТПП — автоматизированная система технологической подготовки производства.

По организационным признакам можно выделить три разновидности гибких производственных систем: ГАЛ, ГАУ и ГАЦ.

В гибкой автоматизированной линии (ГАЛ) технологическое оборудование расположено в принятой последовательности технологических операций.

Гибкий автоматизированный участок (ГАУ) функционирует по технологическому маршруту, в котором предусмотрена возможность изменения последовательности использования технологического оборудования.

В состав *гибкого автоматизированного цеха (ГАЦ)* входят в различных сочетаниях гибкие автоматизированные линии, роботизированные технологические комплексы, гибкие автоматизированные участки для производства изделий заданной номенклатуры.

Таким образом, ГПС — это организационно-техническая производственная система, позволяющая в условиях мелкосерийного, серийного и, в отдельных случаях, крупносерийного многономенклатурного производства заменить с минимальными затратами и в короткий срок выпускаемую продукцию на новую.

В.2. Комплексная автоматизация производства

Машиностроительное производство представляет собой сложную производственную систему, которая должна обеспечивать согласованное функционирование всех подразделений. В ходе технологических процессов изделиями могут быть отдельные детали, сборочные единицы, агрегаты и готовые машины. Производственная система осуществляет создание изделий в *замкнутом производственном цикле*, содержащем материальный, информационный и энергетический

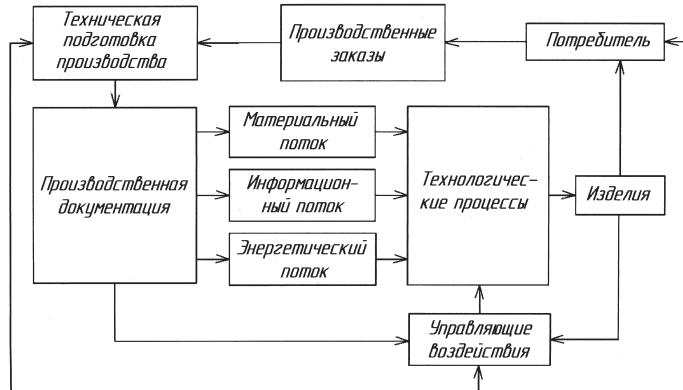


Рис. В.2. Структура производственного цикла

ческий потоки (рис. В.2). Следовательно, производственный цикл можно определить как совокупность технологических процессов в производственной системе для преобразования материального потока подводом информации и энергии.

Материальный поток составляют обрабатываемые материалы, комплектующие изделия, технологическая оснастка и отходы производства. Информационный поток содержит конструкторскую и технологическую информацию (схемы, чертежи, спецификации, математические модели, технологические карты, управляющие программы для оборудования с ЦПУ и т.д.), данные о ходе производства и выполнении календарных планов, а также экономические показатели. Энергия затрачивается для осуществления технологических процессов, выполнения транспортных операций с объектами материального потока и для реализации информационного потока.

До недавнего времени развитие техники было связано в основном с получением, передачей, преобразованием и использованием различных видов энергии. В настоящее время оно все больше становится связанным и с проблемами получения, накопления, обработки и использования в технологических процессах огромных массивов информации. Развитие вычислительной техники привело к возможностям автоматизации всех областей деятельности человека. Современные кибернетические системы позволяют облегчить и физический, и умственный труд.

В структуре производственного цикла необходимы три группы компонентов: подготовки производства, технологическая и управления. Каждая из этих групп образует соответствующую подсистему и может быть человекомашиной, в которой наиболее трудоемкие и типовые функции выполняются средствами вычислительной техники, а творческие функции — конструкторами, технологами и организаторами производства, работающими на *автоматизированных рабочих местах (АРМ)*.

Комплексная автоматизация охватывает весь комплекс производства изделий, когда автоматизированы все стадии его изготовления.

Автоматизацию многих элементов производственного цикла часто трактуют неверно — лишь как процессы внедрения новых систем управления (в том числе на основе ЭВМ) и замещения функций человека средствами автоматики.

При этом считают, что оборудование и технология могут оставаться прежними. Однако содержание производства составляют именно оборудование и технологические процессы, так как в них закладываются все потенциальные возможности качества и количества выпускаемой продукции, эффективности производства. А системы управления определяют только форму реализации этих возможностей.

Важнейшими компонентами научных основ комплексной автоматизации производства являются правильное понимание ее содержания; комплексное представление о реальных источниках технического, социального и экономического эффекта, их относительной значимости; умение оценивать перспективность технических и организационных новшеств, их наиболее эффективную область применения.

Таким образом, комплексная автоматизация — это проблема создания и внедрения новых высокоинтенсивных технологических процессов, высокопроизводительного технологического (основного) и вспомогательного оборудования и единых систем автоматического управления. Значимость современных систем автоматического управления — не только в замещении действий человека при управлении оборудованием, но и в реальной необходимости и возможности создания прогрессивных средств производства, которые неосуществимы при непосредственном участии человека в процессах управления.

Основные науки о машинах, сформировавшиеся в длительный период безраздельного господства неавтоматизированного производства, были направлены на решение частных задач разработки локальных технологических операций и процессов, конструирования отдельных машин и механизмов по критериям прочности, динамики, экономическим критериям и т. п. Создание автоматизированных производств как сложных взаимосвязанных систем основного и вспомогательного оборудования, выполняющего многооперационные технологические процессы, требует системного подхода.

При системном подходе машиностроительное производство рассматривается как управляемая (кибернетическая) система, состоящая из совокупности предметов, орудий, видов труда и конечной продукции. Сформировалось новое научное направление — *системотехника*, охватывающее проектирование, изготовление, испытание и эксплуатацию сложных систем.

Принципы системного подхода ориентируют на раскрытие целостности объектов комплексной автоматизации, на выявление внутренних связей между отдельными элементами объектов и внешних связей с другими системами, а также фиксирование этих многообразных связей в виде абстрактной модели. *Модель системы* строят с помощью математического аппарата, описывающего ее свойства и связи. Поведение модели должно отражать поведение реальной системы.

Необходимо такое поведение производственной системы, вследствие которого достигается ожидаемый результат. На поведение системы оказывает целенаправленное влияние информация, поступающая в систему из окружающей среды и имеющаяся внутри системы. Без воздействия информации объекты автоматизации, их свойства и связи стремятся принять наиболее вероятное состояние — состояние дезорганизации. Критерием такого состояния, противоположного организации, является *энтропия*. Целенаправленное воздействие информации

на поведение системы составляет *сущность управления*. Закон роста энтропии гласит, что система, не получающая информацию (неуправляемая), стремится занять состояние наивысшей энтропии.

Степень интеграции (объединения) автоматического управления характеризует степень связи и согласования отдельных элементов производственного цикла. Самая низкая степень интеграции определяет систему, состоящую из самостоятельно управляемых подсистем; промежуточная степень интеграции означает различные степени связи подсистем между собой и частичное объединение автоматических средств управления; высшая степень интеграции предполагает автоматическое управление системой из одного центра.

Системный подход к совершенствованию машиностроительного производства в целом заключается в устранении традиционного разделения сфер изготовления и подготовки производства.

Интегрированная автоматизация подразумевает объединение в единую систему всех этапов проектирования и изготовления изделий, в то время как комплексная автоматизация охватывает только сферу изготовления.

Структура производственного цикла в условиях интегрированной автоматизации приведена на рис. В.3. Такой цикл состоит из *автоматизированных подсистем*: исследования, проектирования, технической и технологической подготовки производства, изготовления, контроля и складирования. Все подсистемы объединены в систему проектирования и изготовления с помощью сети ЭВМ.

Подсистема исследования выполняет функции моделирования как объектов производства, так и компонентов производственной системы, органически встраивая процессы моделирования в общий производственный цикл.

Подсистема проектирования проводит уточнение характеристик изделий по моделям, осуществляет структурный и конструктивный анализ и синтез изделий на уровне эскизного, технического и рабочего проектов, разрабатывает для оборудования с ЧПУ управляющие программы изготовления образцов изделий, формирует и изготавливает конструкторскую документацию.

Подсистема технической и технологической подготовки производства осуществляет выбор и разработку технологических процессов, необходимого технологического оборудования с оснасткой, выпускает чертежи, технологическую документацию и управляющие программы для оборудования с ЧПУ, генерирует исходные данные для контроля, диагностирования и измерений в ходе производства.

Подсистема изготовления реализует технологические процессы, обеспечивая управление оборудованием в соответствии с ранее разработанными технологическими процессами.

Подсистема планирования необходима для разработки и оптимизации режимов производственной деятельности, оперативного планирования и учета хода производства.

Элементы интегрированной автоматизации воплощаются на современных предприятиях созданием систем автоматизированного проектирования (САПР) изделий и технологий, автоматизированных систем технологической подготовки производства (АСТПП), автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУТП) и автоматизированных систем управления предприятием (АСУП).

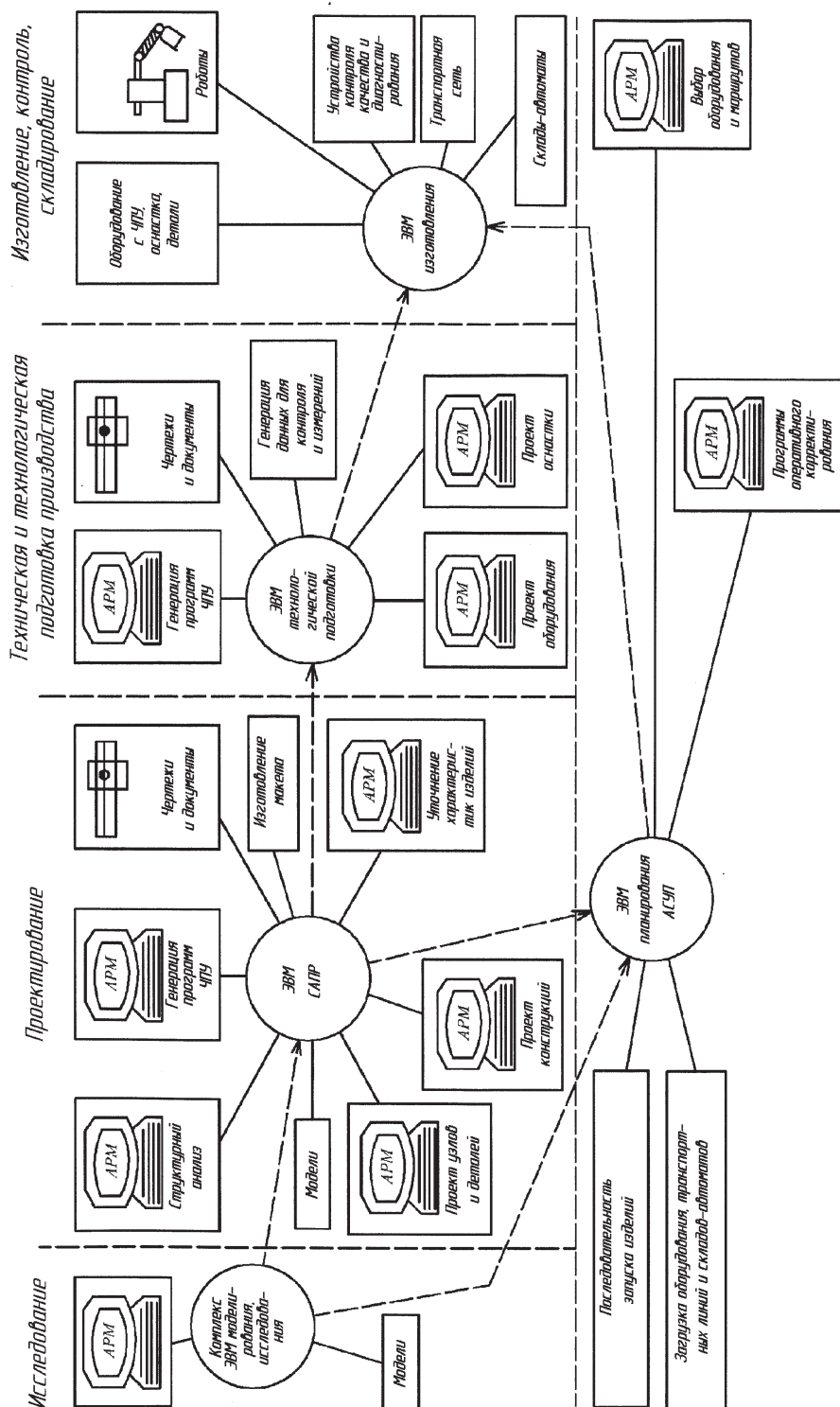


Рис. В.3. Структура интегрированной автоматизации производства:
 АРМ — автоматизированное рабочее место; САПР — система автоматизированного проектирования; АСУП — автоматизированная система управления предприятием

Технико-экономические показатели и критерии работоспособности

Целью любого технологического процесса является достижение результата (изготовления детали) при минимальных затратах. Характерными критериями для этого являются качество, производительность и стоимость обработки (рис. 1.1). В зависимости от того, в какой мере станок удовлетворяет указанным критериям, можно говорить о совершенстве конструкции.

Для оценки качества станка используют набор показателей, среди которых необходимо выделить:

- 1) обобщенные (базисные) показатели: эффективность, производительность, гибкость, надежность;
- 2) показатели технических характеристик: точность, габариты рабочего пространства, силовые показатели и др.;
- 3) экономические показатели: эффективность, себестоимость и т.п.;
- 4) показатели автоматизации: уровень автоматизации (показатель, равный отношению времени автоматической работы оборудования к общему фонду времени его использования), возможности системы управления и т.п.;
- 5) показатели социального эффекта: степень безопасности в работе, удобство управления и обслуживания, экологическое воздействие на среду, ресурсосбережение и т.п.

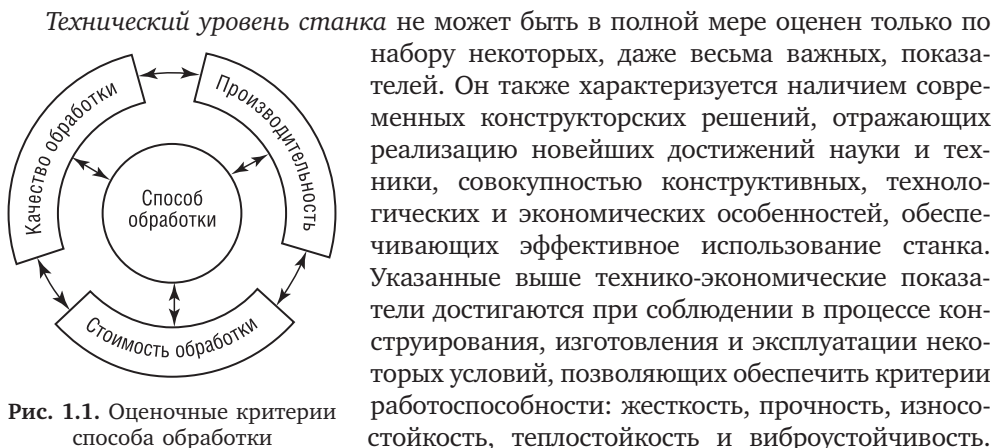


Рис. 1.1. Оценочные критерии способа обработки

1.1. Техничко-экономические показатели

Эффективность является комплексным показателем, который определяет, в какой мере реализуется главное назначение оборудования — обеспечить обработку с меньшими затратами при требуемой производительности. Эффективность станков E (шт./руб.)

$$E_{\rightarrow \max} = N / \sum Z, \quad (1.1)$$

где N — число деталей, обрабатываемых на станке за год; $\sum Z$ — сумма годовых затрат на их изготовление.

При проектировании или выборе оборудования следует стремиться к максимальной эффективности, что имеет место при превышении роста производительности над увеличением затрат.

Производительность определяет способность станка обеспечить обработку на нем за определенный календарный период времени заданных номенклатуры и числа закрепленных за станком деталей. Календарный фонд времени эксплуатации станка [58]

$$T \geq \sum_{i=1}^m q_i (T_{mi} + T_{bi}) + T_c + T_p + T_{\pi} + \sum_{i=1}^m T_{hi},$$

где m — число наименований различных деталей; q_i — размер партии i -го наименования; T_{mi} — машинное время обработки одной детали i -го наименования; T_{bi} — вспомогательное время обработки одной детали i -го наименования; T_{hi} — время наладки на обработку детали i -го наименования; T_c — время регламентных сервисных работ; T_p — время плановых и внеплановых ремонтов; T_{π} — время простоев по организационным причинам.

Реальная производительность

$$Q_p = (q_1, q_2, \dots, q_m)$$

характеризуется комплектом деталей, которые обрабатываются за планируемый интервал времени, при условии, что

$$\frac{T - (T_c + T_p + T_{\pi})}{\sum_{i=1}^m [T_{hi} + (T_{mi} + T_{bi}) q_i]} \geq 1,$$

где $T = t_{cm} SK$; t_{cm} — продолжительность смены, мин; S — число рабочих смен в сутки; K — число рабочих дней в планируемом интервале.

Производительность зависит от станка и от вида обрабатываемой заготовки, совершенства организации производства. Сокращение машинного времени — не единственный путь повышения производительности. При сопоставлении производительностей нового станка и станка базовой конструкции коэффициент роста производительности

$$\Pi = \frac{\gamma}{\beta} \frac{1 + \alpha_0}{1 + \alpha} \frac{1 - \delta}{1 - \delta_0} \frac{T}{T_0},$$

где $\alpha = T_{\text{в}}/T_{\text{м}}$ — коэффициент снижения вспомогательного времени; $\beta = T_{\text{м}}/T_{\text{м0}}$ — коэффициент снижения машинного времени; $\gamma = K_{\text{и}}/K_{\text{и0}}$ — коэффициент, учитывающий повышение коэффициента технического использования $K_{\text{и}}$ станка; $\delta = T_{\text{н}}/(TK_{\text{и}})$ — коэффициент, учитывающий сокращение времени переналадки станка,

$$K_{\text{и}} = \frac{T_{\text{раб}}}{T_{\text{раб}} + \sum T_{\text{п}}}, \quad (1.2)$$

где $T_{\text{раб}}$ и $T_{\text{п}}$ — время работы и простоев станка по техническим причинам (ремонт, смена инструмента и т.п.). Он характеризует долговечность, надежность механизмов, стабильность техпроцесса (для станков с ЧПУ $K_{\text{и}} \approx 0,73$).

Индекс «0» соответствует базовой модели.

Основные пути повышения производительности:

- рост технологической производительности за счет увеличения скорости резания, подачи, суммарной длины режущих кромок, участвующих в работе;
- совмещение рабочих и вспомогательных операций во времени (применение непрерывных методов обработки — бесцентрового шлифования, накатки резьбы и т.п.);
- сокращение времени на вспомогательные движения (холостые ходы), например за счет совершенствования приводов, увеличения скоростей ускоренных перемещений;
- уменьшение всех видов внецикловых потерь за счет применения комплексной автоматизации. Например, автоматизация смены инструмента снижает потери времени на его замену.

Гибкость. Под гибкостью станочного оборудования понимается способность к быстрому переналаживанию для изготовления других, новых деталей при допустимых затратах. Она определяет способность производственной системы приспосабливаться к изменениям рыночной конъюнктуры (регулирование объема производства, создание новых изделий). При обычной механической обработке доля непроизводительного времени может достигать 95% общего времени нахождения детали в цехе.

В гибком производстве с развитой системой управления непроизводительные потери времени значительно уменьшаются. Это сокращает разрыв времени между заказом продукции и ее выпуском и позволяет свести к минимуму склады готовой продукции (рис. 1.2).

Качественная оценка гибкости складывается из следующих показателей.

Универсальность — способность обрабатывать резанием детали заданной номенклатуры N без модернизации оборудования. Отношение годового выпуска N к номенклатуре деталей N определяет серийность $S = N/N$.

Переналаживаемость определяется потерями времени и средств на переналадку станочного оборудования при переходе от одной партии заготовок к другой. Переналаживаемость, являясь мерой гибкости, зависит от числа P партий

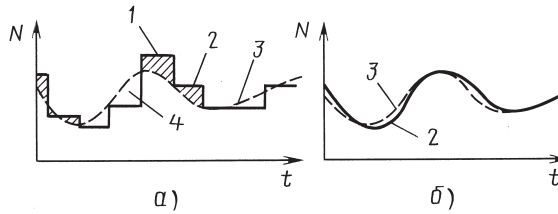


Рис. 1.2. Влияние гибкости оборудования на ритмичность выпуска:

a и *б* — соответственно обычный и гибкий участок механической обработки; 1 — склад готовых деталей; 2 — производство деталей; 3 — заказные детали; 4 — недополученные заказы деталей (N — число деталей, t — время)

деталей, обрабатываемых на оборудовании в течение года (совпадает с числом переналадок). При этом средний размер партии $n_{\text{ср}} = N/P$. При годовом выпуске N деталей $H \leq P \leq N$.

Для каждого вида станочного оборудования существуют вполне определенные затраты на переналадку. С увеличением числа деталей n в партиях затраты на переналадку снижаются, но при этом увеличиваются затраты на хранение заготовок (незавершенное производство) (рис. 1.3). Таким образом, для каждого вида станочного оборудования существует оптимальный размер партии $n_{\text{опт}}$ обрабатываемых деталей. Чем он меньше, тем большей гибкостью обладает оборудование.

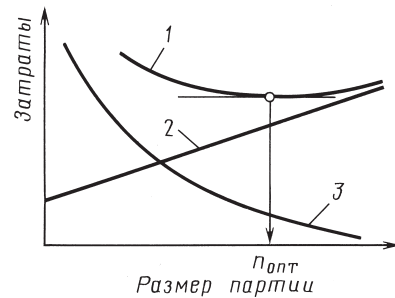


Рис. 1.3. Оптимизация размера партии при гибком производстве:

1 — суммарные затраты; 2 — затраты на незавершенную продукцию; 3 — затраты на переналадку

Приспособляемость — способность оборудования обрабатывать различные детали сверх заданной номенклатуры посредством регулировок или путем самонастраивания.

Повторяемость — способность обрабатывающей системы повторять ранее выполненные работы после завершения новой работы.

Адаптивность — способность к восприятию изменений условий производства. Косвенной количественной оценкой гибкости может служить отношение подготовительно-заключительного времени $t_{\text{пз}}$ к суммарному штучно-калькуляционному $\sum t_{\text{шт.к}}$. Чем меньше доля $t_{\text{пз}}$, тем выше гибкость.

Надежность. Под надежностью станочного оборудования понимается свойство выполнять заданные функции (обрабатывать детали с требуемой точностью и производительностью), сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени. Нарушение работоспособности вызывается отказом.

Отказом называют случайное событие, заключающееся в выходе из строя какого-либо элемента или в нарушении работоспособности машины. Отказы могут быть связаны с разбросом параметров заготовок, потерей первоначальной точности станка из-за износа важнейших его деталей (направляющих, винтов).

Классификация отказов. 1. Постепенные (износные) отказы возникают вследствие ухудшения первоначальных параметров изделия. Чем дольше работало изделие, тем больше вероятность износных отказов (рис. 1.4). Такие отказы обычно подчиняются закону нормального распределения, для которого характерны два показателя — средняя наработка на отказ

$$t_{cp} = \frac{1}{N_o} \sum t_i$$

и среднее квадратичное отклонение

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (t_i - t_{cp}^2)}{N_o - 1}}, \quad (1.3)$$

где N_o — число испытываемых элементов; t_i — наработка на отказ i -го элемента.

2. Внезапные отказы возникают в результате неблагоприятного сочетания факторов и внешних воздействий (кривая 2 на рис. 1.4, б), приводящих в какой-то момент времени τ к резкому изменению выходного параметра (кривая 1).

Основным признаком внезапного отказа является его независимость от длительности предыдущей работы изделия. Интенсивность таких отказов (т.е. вероятность отказов в единицу времени) обычно постоянна, т.е. $\lambda(t) = 1/t_{cp} = \text{const}$.

Вероятность безотказной работы подчиняется экспоненциальному закону, для которого характерна равная надежность за любые одинаковые промежутки времени. Средняя наработка на отказ $t_{cp} = 1/\lambda$, среднее квадратичное отклонение $\sigma = 1/\lambda$.

В зависимости от последствий, вызываемых отказами, их можно подразделить на отказы функционирования и параметрические.

Отказы функционирования (поломка, заклинивание и т.п.) приводят к тому, что станок не выполняет своих функций.

Параметрические отказы вызывают изменения выходных характеристик (параметров станка), превышающие допустимые нормы (например, точности). Параметрические отказы, связанные в основном с износом, являются наиболее характерными для станков.

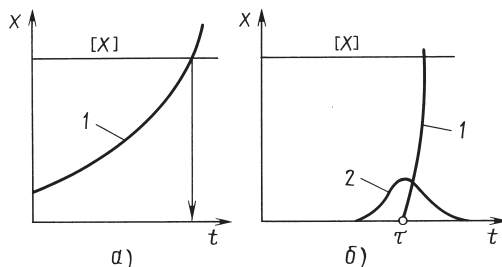


Рис. 1.4. Характер изменения постепенных (а) и внезапных (б) отказов во времени t : x — выходной параметр; $[x]$ — допустимое изменение выходного параметра; 1 — кривая изменения выходного параметра; 2 — кривая вероятности сочетаний случайных факторов, влияющих на выходной параметр

Безотказность. Безотказность и долговечность — два аспекта общего термина «надежность», в который дополнительно входят показатели ремонтпригодности и сохраняемости. Безотказность характеризуется временем работы станка до возникновения отказа. Вероятность отказа по результатам испытаний N_o элементов, из которых отказали $N_{от} = N_o - N_{и}$, а $N_{и}$ оказались исправными, определяют по формуле

$$Q(t) = N_{от}/N_o, \quad (1.4)$$

вероятность безотказной работы

$$P(t) = 1 - Q(t) = N_{и}/N_o, \quad (1.5)$$

интенсивность отказов

$$\lambda(t) = \frac{1}{N_{и}} \frac{dN_{от}}{dt}. \quad (1.6)$$

Подставляя вероятность безотказной работы [см. формулу (1.5)] в зависимости от интенсивности отказов (1.6), имеем

$$\frac{dP(t)}{dt} = -\frac{1}{N_o} \frac{dN_{от}}{dt} = -\frac{N_{и}}{N_o} \lambda(t) = -P(t)\lambda(t), \quad (1.7)$$

$$P(t) = \exp \left[-\int_0^t \lambda(t) dt \right].$$

При постоянной интенсивности λ отказов вероятность безотказной работы выражается экспонентой $P(t) = e^{-\lambda t}$. Вероятность безотказной работы станка как сложной системы, состоящей из n независимых элементов, соединенных последовательно, представляют в виде

$$P_{ст}(t) = \prod_1^n P_i(t),$$

где $P_i(t)$ — вероятность безотказной работы i -го элемента.

Долговечность станка — свойство сохранять работоспособность с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонта до предельного состояния (выход за пределы норм точности, средний и капитальный ремонт).

Ремонтпригодность и обслуживаемость. Ремонтпригодность — приспособленность к предупреждению, обнаружению и устранению неисправностей (отказов) путем технического обслуживания и ремонта. Она характеризуется затратами времени на выполнение плановых и неплановых ремонтов. Профилактические регламентные работы для поддержания станка в работоспособном состоянии основываются на выполнении перечня обязательных процедур — регламента (промывка фильтров, смена рабочих жидкостей, регулировка отдельных механизмов и т.п.). Объем регламентных работ и их стоимость характеризуют *обслуживаемость машины*.

Комплексным показателем надежности станков является коэффициент технического использования $K_{\text{и}}$ [см. формулу (1.2)].

Расчет надежности. Экономически обоснованные требования к надежности станков, их основных узлов и комплектующих изделий определяют в целях повышения эффективности оборудования. Расчет состоит из двух этапов. Первый этап заключается в определении требований к надежности станка, а показатели надежности определяются на основе зависимости экономического эффекта от уровня надежности. На втором этапе распределяются требования между основными узлами станка таким образом, чтобы был обеспечен уровень надежности оборудования, определенный на первом этапе.

При расчетах станок рассматривается как сложная система, состоящая из последовательно соединенных, независимых элементов (отказ любого элемента станка не обусловлен отказом других элементов и вызывает отказ станка в целом). Расчет проводят по показателям: средняя наработка на отказ и среднее время восстановления.

Повышение надежности. Отметим наиболее характерные пути повышения надежности.

1. Надежность в значительной степени определяется основной идеей машины: методом формообразования, компоновкой, кинематической структурой. Наиболее прогрессивны станки с непрерывными (желательно простыми) процессом формообразования и движениями (обработка зубчатых колес методом обкатки взамен метода единичного деления и т.п.).

2. Повышение стойкости станка к внешним и внутренним возмущениям (виброизоляция с помощью специальных фундаментов, применение бесконтактных опор, создание станков с минимальным силовым воздействием, например лазерная обработка и т.п.).

3. Применение механизмов, приспособляющихся к изменяющимся условиям эксплуатации (самоустанавливающиеся и самосмазывающиеся механизмы).

4. Диагностирование является эффективным средством повышения надежности. С помощью датчиков осуществляют непрерывный сбор текущей информации о состоянии станка и его важнейших узлов и деталей. Полученные данные используют для корректировки условий эксплуатации станка.

Безопасность труда и обслуживающего персонала обеспечивается, например, ограждением рабочей зоны (наиболее эффективна кабинетная защита). Средствами защиты являются также блокировки, выключающие станок при попытке оператора проникнуть в опасные зоны. Нормируется допустимый уровень шума и вибраций на рабочем месте. Нормативы безопасности регламентируются стандартами. Взаимодействие оператора и машины должны учитывать эргономические показатели. Это удобство обзора рабочей зоны, расположения органов управления, ограничение физических нагрузок при управлении станком, хорошее освещение рабочей зоны и т.п.

Показатели технической характеристики. Среди показателей технической характеристики наиболее значимыми являются точность, силовые и скоростные параметры, металлоемкость, габариты рабочего пространства и др.

Производительность станков существенно зависит от силовых параметров, к которым относятся мощность приводов, допустимые силы резания, макси-

мальный момент и т.п. Увеличение мощности главного привода примерно пропорционально повышает производительность, но при этом растет и металлоемкость. В резании участвуют составляющие силы резания F_z в направлении скорости резания v и составляющие силы резания F_x в направлении подачи S . С учетом того, что мощность, затрачиваемая на резание, составит

$$P = F_z v + F_x S = P_v + P_s.$$

Мощностью подачи P_s можно пренебречь. Мощность, а также допустимые силы резания изменяются примерно линейно в зависимости от основного размера станка, а момент — примерно пропорционально квадрату основного размера. (Например, для фрезерного станка основным размером является ширина стола.)

Для рационального назначения параметров силовых элементов станка (зубчатых колес, валов и др.) необходимо учитывать эффективность использования станка по мощности. Для этого можно пользоваться средней приведенной мощностью. Она определяется отношением электроэнергии, потребляемой станком в течение времени его работы, к этому времени и к номинальной мощности двигателя (по статистике, для универсальных станков приведенная мощность составляет примерно 0,3).

Для улучшения использования вновь проектируемых станков по мощности нужно располагать сведениями о настоящих и будущих технологических задачах, стоящих перед потребителями станков. То же самое нужно учитывать для объективной оценки рабочего пространства станка.

Точность станка непосредственно влияет на точность изготовления деталей. Она характеризует отклонение полученного продукта от идеальных требований в пределах допусков, обусловленных технической документацией.

Из пяти видов погрешностей, образующихся на деталях, — погрешности размеров, отклонения расположения поверхностей, отклонения формы, волнистости и шероховатости — на возникновение первых четырех станок влияет решающим образом. На рис. 1.5 приведены наиболее характерные источники возникновения погрешностей в станках.

Среди погрешностей *формообразования* отметим погрешности: связанные с аппроксимацией δ траектории и интерполяцией; настройки $\Delta\beta$ (например, подбора колес гитары дифференциала при обработке косозубых колес); самого процесса формообразования Δf , в частности, при обработке зубчатых колес червячной фрезой.

Существенно влияние *технологических* погрешностей, например, закрепления и базирования заготовки и инструмента. Смещение детали 1 на величину e при закреплении в патроне токарного станка; погрешность установки α_1 детали 1 на столе 2 станка и погрешность самого стола-спутника α_2 при базировании, например на штифты 3 и 4, составляют значительную долю (до 50%) в общем балансе погрешностей.

Геометрические погрешности, связанные с изготовлением, сборкой, тепловыми и упругими деформациями, являются характерными для всех без исключения станков. Погрешности изготовления вызывают биение шпинделя 1, погрешности перемещения узлов и т.п. Температурные деформации δ_t стойки 1 от тепла Q шпиндельной бабки 2 могут составлять от 30 до 70% общей погреш-

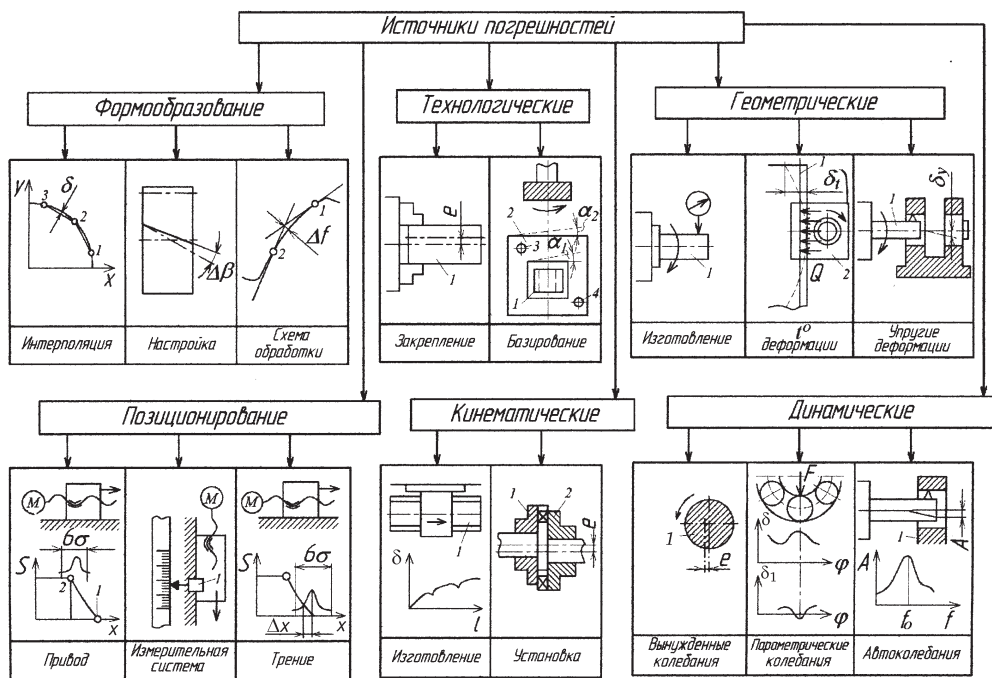


Рис. 1.5. Источники возникновения погрешностей

ности станка. Упругие деформации δ_y в первую очередь при изменении параметров (вылета шпинделя l) носят более стабильный характер, чем тепловые, и позволяют использовать различные эффективные методы для их компенсации.

Износ инструмента может оказать такое же влияние, как и собственные геометрические погрешности станка. Использование инструмента с малым размерным износом (синтетического, керамического) улучшает условия получения точности.

Погрешности позиционирования являются специфическими для станков с ЧПУ. Они определяют разность между требуемым и фактическим положением узла при его перемещении. Здесь решающее влияние оказывают привод, измерительная система, трение в направляющих перемещаемого узла. Характер изменения скорости подачи S в процессе подхода к требуемой точке 1 из точки 2 , динамические характеристики (соотношение собственных частот механической и электрической частей привода), тип привода (следящий, шаговый) оказывают влияние на точность. Тип датчика 1 обратной связи и место его установки сказываются на погрешности позиционирования решающим образом. Характер изменения сил трения в направляющих и тяговых устройствах перемещаемых узлов, разброс ($\delta\sigma$) этих сил в области малых скоростей (при подходе к заданной точке) приводят к скачкообразному движению и возникновению погрешности Δx .

Кинематические погрешности характеризуют отклонение действительного передаточного отношения кинематической цепи от заданного в любой момент времени. Они связаны в первую очередь с погрешностью δ изготовления винтов 1 , зубчатых колес, погрешностью e установки полумуфт 1 и 2 и т.п. Обеспе-

чение кинематической точности особенно важно в зубо- и резбобобрабатывающих станках, делительных столах и т.п.

Динамические погрешности возникают от колебаний различных видов. Вынужденные колебания, например при дисбалансе e обрабатываемой детали 1; параметрические колебания, вызванные, например, различной податливостью δ и δ_1 колец подшипников различных типов в зависимости от угла поворота φ ; автоколебания на собственной частоте f_0 с амплитудой A , которые могут наступить, например, при растачивании отверстия заготовки 1 и изменении вылета резца (т.е. при какой-то длине отверстия наступают автоколебания, приводящие к возникновению динамической ошибки).

Точностные расчеты [78]. Система расчетов точности связывает возмущения процесса обработки с набором погрешностей обрабатываемых деталей. При этом можно получить отклонения расчетных точек обрабатываемых поверхностей от их номинального положения для текущих положений узлов.

Построение модели формообразующей системы состоит из следующих операций: описания движения звеньев; составления общего уравнения цепи формообразования; получения аналитической зависимости, связывающей перемещения звеньев с траекторией движения точек инструмента относительно обрабатываемой детали; получения уравнения обрабатываемой поверхности.

В качестве входных параметров модели расчета рассматриваются погрешности положений узлов и элементов станка, вызванные погрешностями изготовления, деформациями и другими причинами. В качестве выходных параметров выступают отклонения размеров, расположения и формы поверхностей, обработанных на станке. Уравнение обработанной поверхности, с каждой точкой которой связано определенное положение звеньев формообразующей системы, составляют с учетом погрешностей положения, и для всех положений вычисляют нормальные погрешности обработанной поверхности. Проекция вектора погрешности положения режущей кромки на нормаль к обрабатываемой поверхности формируют погрешности размера и формы.

Наиболее распространенные способы *повышения точности*:

- 1) совершенствование метода формообразования;
- 2) применение компоновок, обеспечивающих более высокую точность;
- 3) повышение геометрической точности деталей и узлов;
- 4) использование коррекционных механизмов (например, при обработке червячных колес);
- 5) применение адаптивных систем управления точностью.

1.2. Критерии работоспособности

В процессе эксплуатации станочное оборудование подвергается разнообразным внешним и внутренним воздействиям. Наиболее характерными являются воздействия от сил резания, сил сопротивления (трения) и сил инерции перемещающихся узлов. При колебаниях температуры происходит коробление деталей, изменение вязкости масел, что может приводить к изменениям протекающих в станках процессов. Станки подвергаются также воздействиям химической (коррозии, окислительные процессы) и электромагнитной энергии. Для

нормальной эксплуатации необходимо создать условия, препятствующие возникновению недопустимых отклонений и обеспечивающие работоспособность. Наиболее важными критериями работоспособности являются следующие: жесткость, прочность, теплостойкость, виброустойчивость.

Жесткость. Под жесткостью понимают способность системы сопротивляться появлению упругих перемещений (деформаций) под действием нагрузки F . Она выражается отношением приращения силы dF к приращению перемещения $d\delta$: $C = dF / d\delta$.

Угловая жесткость — это отношение приращения момента dM к приращению угловой деформации $d\varphi$, вызванной действием момента $C_M = dM / d\varphi$.

Понятием, обратным жесткости, является *податливость* $\lambda = 1 / C$.

При линейных зависимостях между силами и деформациями, характерных для растяжения-сжатия изгибного и крутильного деформирования деталей, отношение приращений можно заменить отношением величин: $C = F / \delta$, $C_M = M / \varphi$.

На рис. 1.6, а, б приведены схемы деформаций изгиба и кручения балок, для которых величина деформации и жесткость определяются соответственно по формулам

$$\delta = \frac{Fl^3}{3EJ} \text{ и } C = \frac{3EJ}{l^3}, \quad \varphi = \frac{Ml}{GJ_0} \text{ и } C_M = \frac{GJ_0}{l},$$

где E , G — соответственно модуль упругости и модуль сдвига; J , J_0 — соответственно момент инерции сечения и полярный момент инерции.

Упругие деформации шарикоподшипников (рис. 1.6, в) подсчитываются по формулам [78]

$$\delta_r = \frac{1,5 \cdot 10^{-4}}{d_{\text{ш}}^{1/3}} \left(\frac{F_r}{Z} \right)^{2/3},$$

где δ_r — радиальная деформация подшипников, мм; F_r — радиальная нагрузка, Н; $d_{\text{ш}}$ — диаметр шарика, мм; Z — общее число тел качения.

При номинальном угле контакта $\alpha = 26^\circ$ радиальная жесткость превышает осевую примерно в 2 раза.

Упругие деформации двухрядных цилиндрических (шпиндельных) роликоподшипников и конических роликоподшипников

$$\delta_r = \frac{3,2 \cdot 10^{-4}}{l^{0,8}} \left(\frac{F_r}{Z} \right)^{0,9}.$$

В контактирующих элементах станков (направляющих, телах качения и т.п.) связь между деформациями и силами выражается степенной зависимостью.

Для неподвижных плоских стыков (рис. 1.6, г)

$$\delta = kp_{\text{ср}}^m, \quad (1.8)$$

где k — коэффициент контактной податливости, зависящий от метода обработки и качества контактируемых поверхностей; при чистовом строгании $k = 2$ мкм/МПа, шлифовании или шабрении $k = 1,1 \dots 1,3$ мкм/МПа, притирке

$k = 0,2$ мкм/МПа; p_{cp} — среднее давление в стыке; m — показатель степени; при чистовых методах обработки $m = 0,5$.

С увеличением давления p деформация снижается. Поэтому для повышения жесткости станков предусматривают предварительную затяжку стыков с усилием, превышающим рабочую нагрузку и создающим давление p_0 . В этом случае деформацию определяют по формуле

$$\delta = k(p + p_0)^m - kp_0^m = kp_0^m \left[\left(1 + \frac{p}{p_0} \right)^m - 1 \right],$$

где p — текущее давление в стыке. При $p < p_0$ применим разложение в биномиальный ряд:

$$\left(1 + \frac{p}{p_0} \right)^m = 1 + m \frac{p}{p_0} + \dots,$$

получаем $\delta = kp^{m-1}mp$.

При $m = 0,5$ деформация $\delta = kmp/\sqrt{p_0}$.

Модели работы затянутого (схема I) и незатянутого (схемы II и III) стыков приведены на рис. 1.6, д. В затянутом стыке (когда стык не раскрывается) в формировании жесткости участвуют все элементы болтового соединения (фланцы, стык, болт) в отличие от случая, когда стык раскрывается.

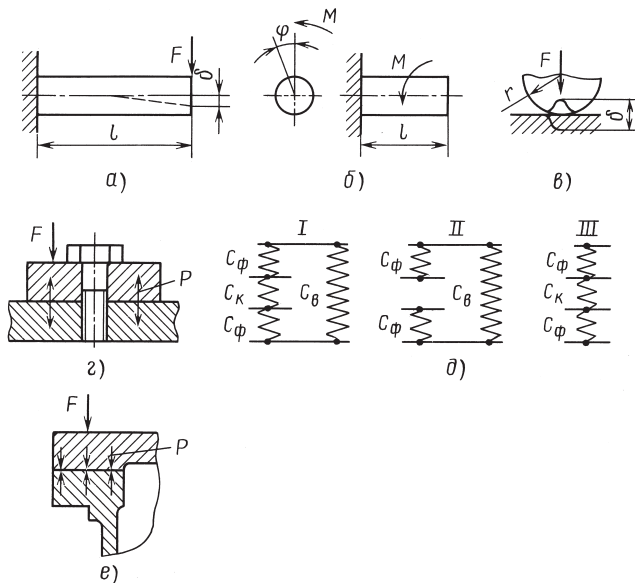


Рис. 1.6. К анализу жесткости стыков:

a — при изгибе; b — при кручении; c — при контактной деформации с телами качения; z — при плоском стыке; d — модели жесткости плоского затянутого (схема I) и незатянутого стыков при работе на растяжение (схема II) и сжатие (схема III); C_ϕ , C_κ , $C_\text{б}$ — жесткости соответственно фланца, поверхности контакта и винта; e — стык направляющей

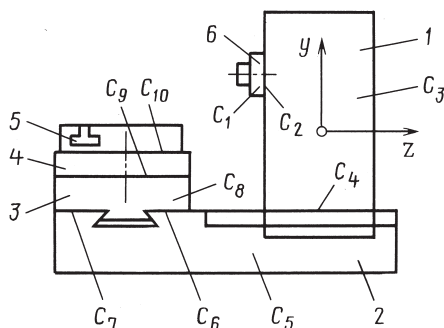


Рис. 1.7. Схема многоцелевого станка для определения общей жесткости:
1 — стойка; 2 — станина; 3 — салазки; 4 — стол; 5 — спутник; 6 — шпиндельная бабка;
 $C_1...C_{10}$ — жесткости элементов станка

Обычно величина предварительной затяжки стыка составляет 3...3,5 МПа. Для подвижных стыков (например, в направляющих скольжения, рис. 1.6,е) $\delta = k_n p$, где k_n — коэффициент контактной податливости направляющих $k_n \approx 10$ мкм/МПа.

Касательные контактные деформации стыков δ_τ при первом нагружении являются упругими в пределах сдвигающих нагрузок (около половины предельных), а затем пластическими до момента срыва. При повторном нагружении наблюдаются только упругие смещения $\delta_\tau = k_\tau \tau$, где τ — касательные контактные напряжения, МПа; k_τ — коэффициент касательной контактной податливости, мкм/МПа. При нормальных напряжениях $\sigma \approx 0,5...1$ МПа и чистовой обработке поверхностей $k_\tau \approx 2,5...3,5$ мкм/МПа.

При определении слабых мест в конструкции необходимо знать, какую долю податливости вносит каждый деформируемый элемент, т.е. нужен баланс податливости. Баланс податливости элементов многоцелевого станка ИР-500 (рис. 1.7) приведен ниже.

Ось	Доля податливости в общем балансе, %, по осям				
	Узлы перемещения стола	Направляющие и корпус стойки	Корпус шпиндельной бабки	Шпиндельный узел	Станина
y	41,1	29,1	15,6	12,3	1,9
z	82,6	7,2	3	7,2	0

Общая жесткость элементов с последовательными связями

$$C_{\Sigma}^{-1} = \sum_{i=1}^n C_i^{-1},$$

где C_i — жесткость i -го элемента.

Общая жесткость элементов с параллельными связями (например, жесткость C_6 и C_7 направляющих)

$$C_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n C_i.$$

Методы повышения жесткости

1. Создание предварительного натяга (в подшипниках, направляющих качения и т.п.). Однако излишний предварительный натяг приводит к снижению долговечности работы. Во многих случаях (шариковые винтовые передачи, осевые подшипники и т.п.) предварительный натяг выбирают таким образом, чтобы исключить раскрытие контакта поверхностей при реверсировании нагрузки F . На оси ординат (рис. 1.8) отложена нагрузка, на оси абсцисс — из точек O_1 и O_2 в противоположных направлениях отложены равные значения деформаций $\delta = 2\delta_H$ (например, упорных шарикоподшипников) при максимальной нагрузке $F_{\max}$. В этом случае при реверсе нагрузки предполагается полная разгрузка одного из подшипников. Кривые зависимости деформаций от нагрузки пересекаются в точке, соответствующей минимально необходимой величине натяга F_H .

Выражая величину деформации от нагрузки $\delta = k F_{\max}^m$ и натяга $\delta_H = k F_H^m$ и учитывая, что $\delta = 2\delta_H$, получаем $F_H = F_{\max}/2^{1/m}$, где m — показатель степени, зависящий от вида контактируемых поверхностей. Для роликовых опор $m = 1$, для шариковых опор и ШВП $m = 2/3$. Максимальная нагрузка $F_{\max}$ включает в себя рабочую нагрузку и нагрузку от натяга (например, второй полугайки). При одностороннем нагружении натяг второй полугайки снижается до 0 (в точках O_1 или O_2), и вся рабочая нагрузка воспринимается одной полугайкой. Поэтому в качестве $F_{\max}$ можно представить величину рабочей нагрузки.

2. Уменьшение числа элементов и стыков в силовом потоке и повышение качества обработки стыков.

3. Применение рациональных сечений деталей.

Прочность — это способность детали (в том числе ее материала) сопротивляться поломке или пластическому деформированию. Специфика станков состоит в первоочередной роли точности, которая является одним из самых главных показателей технического уровня и зависит от всех критериев работоспособности, кроме прочности. Для большинства основных характерных деталей станка, таких, как шпиндель, если обеспечена достаточная жесткость, то прочность гарантируется с запасом.

Среди важнейших эксплуатационных показателей станков, помимо точности и производительности, — надежность, которая прямо зависит от прочности деталей, и экономическая эффективность, которая в значительной мере определяется выбором материала деталей, а прочность — одно из главных свойств материала.

Прочность оказывается недостаточной, если в детали возникли слишком большие напряжения, зависящие от величины сил и их характера (циклические, ударные), а также от размеров деталей. В станках большие силы возникают в приводах главного движения. Поэтому надо заботиться о прочности зубчатых

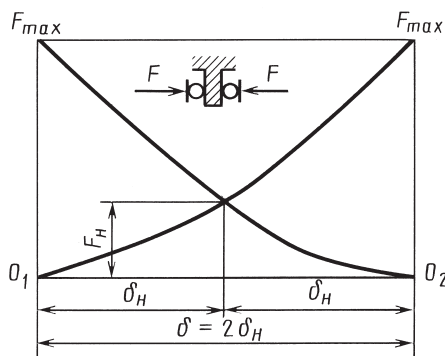


Рис. 1.8. Диаграмма зависимости контактной деформации δ от нагрузки F для назначения предварительного натяга в соединениях

колес, валов, подшипников коробок скоростей в токарных, фрезерных и других станках, производящих черновую обработку с большими съемами материала при резании. На прочность рассчитывают даже шпиндели обдирочных станков.

Большое значение имеет переменность нагрузок из-за пересопряжения зубьев при зацеплении колес, чередования нагруженных тел качения при вращении подшипников, неравномерности резания, особенно при фрезеровании. Из-за этого происходят *усталостные разрушения*: полные, когда разламывается тело детали (отламывается зуб), или поверхностные, когда выкрашиваются частицы, например с дорожек качения шарикоподшипников. На детали станка действуют различные по величине и продолжительности нагрузки, поэтому необходимо учитывать их суммарное влияние на усталость. Обычно используется линейная гипотеза суммирования усталостных повреждений. При этом оперируют эквивалентными числами циклов нагружений или эквивалентными нагрузками.

Хрупкие разрушения происходят не из-за многократности нагружения, а вследствие недостаточной пластичности материала при действии ударных нагрузок, в особенности в условиях большой концентрации напряжений (внутренних, например, в чугунах или из-за неблагоприятной формы детали, например, имеющей канавки, резкие переходы). Хрупкие поломки могут быть у цанг, корпусов зажимных устройств, вилок переключения зубчатых колес.

Пластические деформации у стальных деталей, даже при однократной перегрузке, могут быть *общими* (по всей детали — вытяжка болтов, осадка пружин) или *поверхностными* (обмятие зажимных деталей и шпонок, выдавливание лунок на направляющих качения). В деталях из пластмасс при длительном нагружении может возникнуть разновидность пластической деформации — *ползучесть* с постепенным изменением формы или размеров.

Наиболее характерна для станков контактная прочность, так как много соединений деталей с точечным или линейным контактом: соединения с телами качения (подшипники, направляющие, передачи винт—гайка), различные зубчатые передачи, механизмы кулачковые, мальтийские, храповые и др. Во многих случаях лимитирует сопротивление усталости, в том числе поверхностных слоев.

Прочность сильно зависит от *выбора материала* детали, но этот выбор влияет также на свойства по всем другим критериям работоспособности. Константами, характеризующими прочность материала, являются предельные напряжения: предел прочности (временное сопротивление) при растяжении σ_B и предел текучести σ_T . Способность выдерживать циклические нагрузки ограничена пределом выносливости σ_{-1} . Ударная вязкость служит основной характеристикой сопротивления удару.

Выбор материала в первую очередь зависит от формы детали и ее размеров, так как это определяет способ получения заготовки. Крупные коробчатые детали (корпуса), сложные изогнутые (например, рычаги, кронштейны) чаще всего отливают из серого чугуна СЧ 15, который обладает хорошими литейными свойствами. Для ответственных деталей, в особенности с направляющими скольжения (столы), применяют чугун СЧ 20 с повышенной прочностью. Для сварных деталей, не требующих закалки, используют малоуглеродистые стали (сталь 3 в виде листа, сталь 15 — в виде полос или прутков различного профиля). Сталь 45 сваривается с трудом (при разогреве). При выборе метода получения заготов-

ки (ковки или штамповки) требуются экономические обоснования (эффект достигается при достаточной серийности) ограничения по применимости материала. Самым распространенным конструкционным материалом является сталь 45. Из этой стали могут быть изготовлены зубчатые колеса и даже шпиндели.

Термообработка (ТО) позволяет улучшить обрабатываемость материала, снять внутренние напряжения в заготовке или предварительно обработанной детали, повысить твердость и прочность. Назначение конкретного вида ТО предполагает хорошее знание свойств отдельных марок стали и внимательное использование справочников. Например, малоуглеродистые стали 15 или сталь 20Х можно закалять только после цементации, а сталь 45 или 40Х — нецементуемые.

Легированные стали в зависимости от состава могут обладать хорошими качествами, в том числе большими прочностью, износостойкостью, упругостью, уменьшенным короблением, но дороже. Для оптимального сочетания эксплуатационных свойств и стоимостных показателей применяют составные конструкции: закаленные наконечники, твердосплавные вставки, накладные направляющие, биметаллические детали и т.п. Детали, работающие с ударом, например в механизмах зажима, могут быть сделаны из инструментальных сталей У7 или У8.

Расчеты на прочность основаны на использовании допустимых напряжений $[\sigma]$. При проектных расчетах обычно исходят из допустимого напряжения (иногда в неявной форме, в виде коэффициента) и получают размеры деталей; при проверочных — исходя из размеров детали находят действующие напряжения σ и сравнивают их с допустимыми. В простейшем случае, например при растяжении стержня, $\sigma = F/S \leq [\sigma]$, где F — нагрузка; S — площадь поперечного сечения стержня.

Величину допустимых напряжений $[\sigma]$ получают, разделив одно из предельных напряжений на n — коэффициент запаса прочности. Значение n и вид предельного напряжения зависят в первую очередь от характера нагрузки и свойств материала.

При *постоянной нагрузке* и напряжениях, если материал хрупкий (серый чугун), то исходят из σ_b и принимают (здесь и далее использованы рекомендации работы [77]) наибольшее $n = 3$ (и даже выше), так как в этом случае риск наибольший (неоднородность структуры, остаточные напряжения) и разрушение произойдет даже при незначительном и однократном превышении σ_b . Следует учитывать, что чугун слабее сопротивляется разрушениям при растяжении, чем при изгибе, поэтому в последнем случае σ_b примерно в 2 раза выше. Если же материал *пластичный*, то исходят из σ_T и $n = 1,3 \dots 1,5$, так как небольшое превышение σ_T обычно не выводит деталь из строя. При *контактных* нагружениях принимают минимальное значение $n = 1,1 \dots 1,3$ вследствие поверхностного характера повреждений.

На основе дифференциального метода можно принимать $n = n_1 n_2 n_3$, где частные коэффициенты отражают: $n_1 = 1 \dots 1,5$ — достоверность определения расчетных нагрузок и напряжений; $n_2 = 1,2 \dots 1,5$ (сталь) или $1,5 \dots 2,5$ (чугун) — однородность механических свойств материалов; $n_3 = 1 \dots 1,5$ — требования безопасности.

При регулярных переменных напряжениях детали должны сопротивляться *усталости*, поэтому в качестве предельного напряжения используют σ_{-1} . Если режим работы постоянен и циклические напряжения регулярны, то в среднем $n = 1,5 \dots 2,5$. В уточненных расчетах должны быть известны постоянные составляющие напряжений σ_{τ} и их амплитуды σ_a . Тогда при растяжении — сжатии или изгибе вала

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_{\tau}},$$

где $K_{\sigma D}$ — общий коэффициент снижения выносливости детали, учитывающий концентрацию напряжений, размер детали и упрочнение; ψ_{σ} — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений.

В случае кручения аналогичная формула для n_{τ} (с заменой σ на τ). При совместном действии нормальных и касательных напряжений

$$1/n^2 = 1/n_{\sigma}^2 + 1/n_{\tau}^2.$$

При переменной нагрузке, что характерно для универсальных станков, циклические напряжения нерегулярны, и детали рассчитывают на основе уравнения линейного суммирования усталостных повреждений

$$\sum \frac{N_{i\Sigma}}{N_i} = \alpha$$

и уравнения наклонной ветви кривой усталости (рис. 1.9) типа кривых Велера

$$\sigma_i^m N_i = \sigma_G^m N_G = \text{const},$$

где $N_{i\Sigma}$ — общее число циклов действия некоторого напряжения σ_i ; N_i — число циклов до разрушения при том же напряжении; α — экспериментально устанавливаемый параметр; N_G — число циклов напряжений до перелома кривой усталости, т.е. до достижения длительного предела выносливости; σ_i — предел выносливости при данном напряженном состоянии. Из этих уравнений, заменив $N_{i\Sigma}$ соответствующей частотой вращения n_i и продолжительностью работы t_i в часах, получают эквивалентное число циклов при расчете зубчатых колес:

$$N_E = 60 \sum (M_i / M_{\max})^m n_i t_i,$$

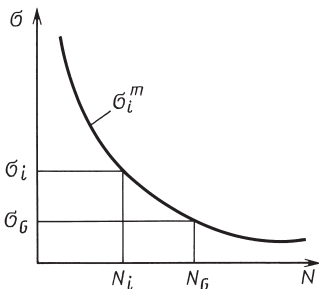


Рис. 1.9. Кривая усталости

где M_i и $M_{\max}$ — моменты; m — показатель степени кривой усталости, при расчете на изгиб $m = 6 \dots 9$, по контактным напряжениям $m = 3$.

Величину N_E используют при определении допустимых напряжений $[\sigma]$. Однако расчет по приведенной формуле довольно трудоемок, затруднительно также выделить режимы суммируемых циклов. Проще найти N_E в зависимости от типовых режимов нагружения, установленных по данным

статистики. Для универсальных станков характерны средний, нормальный и легкий режимы. Каждому режиму при определенной термообработке деталей соответствует свое значение μ — вероятностного начального момента распределения нагрузки. При этом $N_E = N_\Sigma \mu$, где N_Σ — суммарное число циклов нагружений всех уровней.

Возможны также расчеты по эквивалентному напряжению σ_E . Если $\sigma_E > \sigma_{\max}$, а это бывает довольно часто у современных быстроходных станков, то в расчет вводят $\sigma_{\max}$. Применительно к коробкам скоростей это означает, что достаточно найти наибольший крутящий момент $M_{\max}$, который по принятой методике получается при полной мощности электродвигателя и расчетной частоте вращения n_p .

Традиционные для станкостроения расчеты на прочность оказываются не всегда достаточными. При расчете деформаций деталей несущих систем станков, а также при расчете на прочность ответственных сильно нагруженных деталей, например зажимных устройств, применяют метод конечных элементов [32]. В отдельных случаях не ограничиваются рассмотрением обычных номинальных напряжений, а учитывают влияние на прочность локальных напряжений и деформаций, анализируют стадии образования и развития трещин [43].

Повышение прочности может быть достигнуто за счет снижения действующих или повышения допускаемых напряжений. Снизить напряжения в детали можно, например, увеличив ее размеры, но не любые. Пропорциональное увеличение всех размеров (диаметров, толщин) нецелесообразно, так как повысится прочность всех частей детали, в том числе и слабонагруженных, а избыток прочности связан с перерасходом материалов, увеличением массы машин.

Один из принципов рационального конструирования — обеспечить равнопрочность конструкции, например, используя балки равного сопротивления изгибу. Нужно стремиться к возможно более равномерному распределению напряжений по площади поперечного сечения и, если возможно, — использовать конструкцию, работающую на растяжение—сжатие, а при изгибе брать за основу прямоугольное сечение с размерами, увеличенными в направлении действия нагрузки (высота) и уменьшенными по толщине (образец — двутавровый профиль). Важна местная оптимизация формы для уменьшения концентрации напряжений: создание плавных переходов между участками, смещение канавок или других концентраторов из зон высоких напряжений, удаление материала из зон низких или нулевых напряжений.

Некоторые примеры повышения прочности показаны на рис. 1.10. В каждом примере слева — нерациональное по прочности конструкторское решение, а справа — соответствующее решение, повышающее прочность. На рис. 1.10, а ребро чугунного кронштейна лучше работает на сжатие; на рис. 1.10, б шпоночный паз расположен в утолщенной части ступицы; на рис. 1.10, в концентраторы напряжений (уменьшенный наружный диаметр и выточка) разнесены по длине.

Для увеличения допускаемого напряжения $[\sigma]$ используют *термообработку*, в частности закалку. Если этого недостаточно, применяют легированные стали. Твердость, которую можно достичь в каждом конкретном случае, играет важную роль, поскольку допускаемые напряжения в решающей степени зависят именно от твердости. Для зубчатых передач при объемной или поверхностной закалке

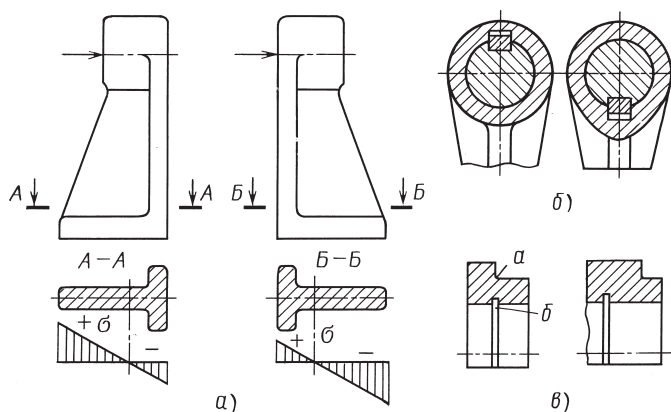


Рис. 1.10. Примеры повышения прочности деталей

повышение твердости 5 HRC даст увеличение предела контактной выносливости $\sigma_{H\lim}$ на 85 МПа, т.е. порядка 10%. Вид термообработки имеет самостоятельное значение: при одной и той же твердости для поверхностной закалки принимают значение $\sigma_{H\lim}$ на 100 МПа больше, чем при объемной закалке. Наибольшее значение $\sigma_{H\lim}$ составляет 770 МПа при улучшении, 950 — при объемной закалке, 1150 — при поверхностной закалке, 1500 — при закалке после цементации. Аналогично для стальных направляющих качения повышение твердости на 5 HRC увеличивает допустимую нагрузку на одно тело качения примерно в 1,5 раза (в диапазоне 40...60 HRC₃).

Особое внимание уделяют *качеству поверхности детали*, поскольку в станках распространены контактные напряжения и усталостные явления, при которых микротрещины начинаются с поверхности. Основные источники концентрации напряжений также находятся на поверхности, при изгибе и кручении на поверхности действуют максимальные напряжения. Для снижения концентрации напряжений используют закругления острых переходов. Повышению предела выносливости способствуют тщательная обработка поверхности, малая ее шероховатость, многочисленные способы поверхностного упрочнения — обкатка роликами, дробеструйная обработка и др.

Износостойкость. Подавляющее число станков и их деталей выходят из строя вследствие износа. *Изнашивание* — процесс разрушения и отделения материала с поверхности твердого тела. Износ ограничивает долговечность деталей станков по следующим критериям работоспособности: 1) потере точности; 2) снижению КПД и прочности (зубчатые, червячные передачи); 3) возрастанию шума.

Виды изнашивания. Механические, из которых основным является *абразивное изнашивание* (т.е. изнашивание твердыми посторонними частицами). При повышении твердости поверхностей износостойкость возрастает примерно по линейному закону. Критической твердостью, при которой износостойкость резко возрастает, является твердость, превышающая 60% твердости абразива. Мелкие частицы абразива (размером менее 5 мкм), содержащиеся в масле, не приносят вреда, поэтому необходимо проводить диспергирование (размельчение) частиц.

Молекулярно-механическое изнашивание (изнашивание при схватывании). Схватывание происходит вследствие молекулярных сил при трении и особенно опасно для незакаленных и химически однородных трущихся материалов.

Коррозионно-механическое изнашивание сопровождается химическим или электрическим взаимодействием материала со средой. Примером может служить фреттинг-коррозия — разрушение постоянно контактирующих поверхностей в условиях тангенциальных микросмещений (например, износ отверстия зубчатого колеса при посадке на изгибающийся вал). При вращении вала возникают (вследствие изгибной деформации) тангенциальные микросмещения в посадке, приводящие к фреттинг-коррозии.

Водородное изнашивание связано с выделением водорода при разложении воды, нефтепродуктов (наблюдается в червячных передачах и других парах трения сталь—медные сплавы). *Эрозионное и кавитационное* изнашивание возникает в специфических условиях работы гидроаппаратуры. В станках решающее влияние на работу оказывает износ наиболее ответственных элементов: направляющих, винтов, зажимных устройств и т.п.

Расчет на износ сопряжений деталей. Применяют следующие виды расчета на изнашивание.

Расчет по давлениям характерен для направляющих, винтов скольжения и других аналогичных пар трения. Подсчитывают давление (среднее p_{cp} или максимальное p_{max}), действующее на поверхности трения, и полученные результаты сравнивают с допустимыми, которые берут из справочников: $p_{cp} \leq [p_{cp}]$; $p_{max} \leq [p_{max}]$. Например, для передачи винт—гайка скольжения в зависимости от требований точности $[p_{cp}] = 3 \dots 12$ МПа. Допустимые средние давления в направляющих при небольшой скорости v скольжения (токарные, фрезерные, точные станки) составляют 1,2...1,5 МПа при $v > 15$ м/мин, $[p_{cp}]$ — до 0,5 МПа. В тяжелых станках $[p_{cp}] = 0,3 \dots 0,5$ МПа.

Расчет по произведению давлений p на линейную скорость скольжения v . Он характерен для пар трения с достаточно большой скоростью скольжения $pv < [pv]$. Если умножить это произведение на коэффициент трения f и на площадь трения S , получим мощность трения, которая обуславливает нагрев деталей. Тепло должно отводиться в окружающую среду. Таким образом, физический смысл этого ограничения связан с теплоотдачей и допустимой температурой в паре трения. Например, при испытании направляющих планшайб карусельных станков получены следующие показатели работоспособности для сочетаний:

сплава ЦАМ10-5 — чугун $[pv] = 18 \text{ Н} \cdot \text{м}/(\text{см}^2 \cdot \text{с})$; эпоксидный компаунд УП5-222 — чугун $[pv] = 45 \text{ Н} \cdot \text{м}/(\text{см}^2 \cdot \text{с})$ (скорость скольжения до 8 м/с).

Расчет линейного износа деталей. Износ измеряется в направлении, перпендикулярном к поверхности трения. Для полной характеристики износа детали необходимо знать его распределение по поверхности трения. В результате изнашивания сопряженных деталей происходит изменение их относительного положения. В станках для большинства сопряжений можно применять следующую зависимость при установившемся процессе изнашивания (после окончания периода приработки) для линейного износа U и скорости изнашивания γ материалов:

$$U = K p^m v t = K p^m S;$$

$$\gamma = U/t = Kp^m v,$$

где K — коэффициент износа; p — давление на поверхности трения, Па; S — путь трения, м; v — скорость относительного скольжения, м/с; t — время работы сопряжения; m — коэффициент; $m = 1$ для абразивного и усталостного видов изнашивания. Например, для незакаленных направляющих из чугуна СЧ21 (180 НВ) $K = (2,6...3,8) \cdot 10^{-8} \text{ МПа}^{-1}$; для чугуна СЧ32 (200 НВ) при малой загрязненности $K = (1,1...1,6) \cdot 10^{-8} \text{ МПа}^{-1}$.

Применяют также показатель интенсивности изнашивания J , определяемый как отношение износа U к пути трения S , который прошла одна пара сопряжения по отношению к другой.

$$J = U/S = Kp^m.$$

Например, для пар трения чугун—чугун (незакаленный) $J \approx 0,02$ мкм/км; сталь 45 — чугун СЧ25 $J \approx 0,017$ мкм/км; чугун—фторопласт Ф4К15М5 $J \approx 0,03...0,07$ мкм/км.

Относительная интенсивность изнашивания направляющих из различного материала в паре с чугуном приведена ниже.

Материал направляющих	Относительная интенсивность изнашивания
Наполненный фторопласт Ф4 К15 М5	1
Высокомолекулярный полиэтилен, наполненный фторопластом и дисульфидом молибдена	0,15
Модифицированный сополимер формальдегида	0,16
Антифрикционный эпоксидный компаунд: намазываемый УП5-251	2,9
литевой УП5-250	1,5

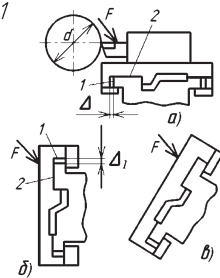
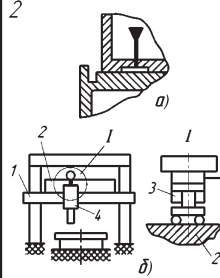
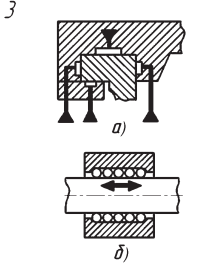
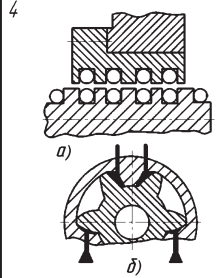
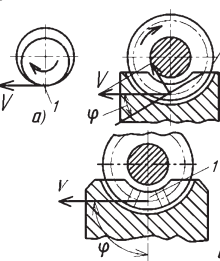
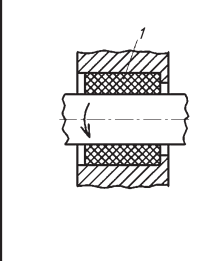
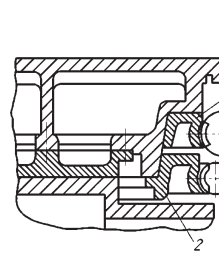
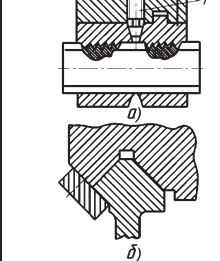
Для определения реального износа по длине направляющих нужно знать характер распределения давлений и пути трения во времени и по длине направляющих. Однако в большинстве случаев достаточно определить максимальный износ, который возникает в области, где направляющие используются наиболее часто.

Между точностью станка и износом его деталей имеется детерминированная (обычно линейная) зависимость (табл. 1.1).

1.1. Предельно допустимый износ направляющих токарных станков $U_{\max}$, мкм, в зависимости от предельно допустимого отклонения диаметра [72]

Δd , мкм	$U_{\max}$, мкм, при длине обтачивания L , мм					
	25	50	100	200	300	400
10	80	40	20	10	7	5
20	120	60	30	15	10	7
30	200	100	50	30	20	10
40	400	200	100	50	30	20

1.2. Методы уменьшения влияния износа на работоспособность

Выбор направления износа	Создание постоянных условий на поверхностях трения	Обеспечение более совершенного трения	Применение бесконтактных механизмов
1 	2 	3 	4 
Создание условий для хорошего смывания	Использование пористых и антифрикционных материалов	Разгрузка от усилий ответственных элементов	Компенсация и самокомпенсация зазоров
5 	6 	7 	8 

В период приработки, когда происходит монотонное убывание скорости изнашивания, зависимость износа от времени может быть аппроксимирована параболой или кривой вида $U = A(1 - e^{-\alpha t})$, где A и α — коэффициенты, характеризующие соответственно износ за период приработки и интенсивность приработки. Период приработки стремятся свести к минимуму за счет точного изготовления сопряженных поверхностей и рационального метода обкатки изделия.

Некоторые методы уменьшения влияния износа на работоспособность приведены в табл. 1.2.

1. Создание конструкций, износ которых минимально влияет на выходные характеристики (схема 1). При воздействии результирующей силы F грани направляющей по-разному влияют на точность размера d . В схеме 1, а износ Δ узкой грани 1 оказывает большее влияние на точность, чем износ Δ_1 в схемах 1, б, в, где сказывается, в основном, износ широкой грани 2.

2. Создание постоянных условий (давлений p или произведения pv) на поверхностях трения, например за счет регулируемой гидроразгрузки (схема 2, а) снижает износ. В схеме 2, б направляющие поперечины 1 портального станка разгружены от массы шпиндельного узла 4. При подаче масла в гидроцилиндр 3 масса узла 4 воспринимается разгрузочной балкой 2.

3. Обеспечение совершенного трения. Использование гидростатического смазывания (схема 3, а) практически исключает изнашивание. Замена трения скольжения трением качения (схема 3, б), кроме снижения износа, уменьшает силу трения во много раз.

4. Применение бесконтактных механизмов, например электромагнитной передачи винт—гайка (схема 4, а) или гидростатических направляющих штосселя зубодолбежного станка (схема 4, б), исключает износ.

5. Создание условий для хорошего смазывания деталей. В парах трения желательно иметь жидкостное трение. Наиболее просто оно реализуется, если возникает гидродинамический режим. Скорость скольжения v должна быть перпендикулярна к линии контакта 1, например у подшипника скольжения (схема 5, а). В обычной червячной передаче (схема 5, б) контактные линии 1 поверхности профиля на большей части длины зуба составляют небольшой угол φ с направлением скорости v скольжения, в результате чего условия образования гидродинамической смазки неудовлетворительные (происходит нагрев и износ передачи). В передаче (схема 5, в) с улучшенными (благодаря специальной форме профиля) условиями смазывания скорость v составляет с линией контакта 1 угол $\varphi \approx 90^\circ$, вследствие чего улучшаются условия смазывания и основные показатели передачи.

6. Применение пористых и антифрикционных материалов, в частности в подшипниках скольжения (схема 6). Втулка 1 пропитана смазочным материалом. В процессе работы, если этого материала оказывается недостаточно, он при разогревании дополнительно выдавливается из втулки, так как коэффициент теплового расширения материала втулки превышает коэффициент теплового расширения смазочного материала.

7. Разгрузка от усилий ответственных элементов. В схеме 7 привода стола зубообрабатывающего станка предусмотрены две червячные делительные передачи 1 и 2, одна из которых используется для предварительной обработки, вторая (точная) — при чистовой обработке колес.

8. Компенсация и самокомпенсация зазоров. В схеме 8, а зазор в передаче винт—гайка периодически уменьшается винтом 1. В схеме 8, б зазор в V-образной направляющей при ее износе устраняется автоматически под действием массы узла.

9. Правильный выбор трущихся пар — сочетать твердый материал с мягким (сталь—бронза, сталь—пластмасса) или твердый (60 HRCэ) с твердым (50 HRCэ) (азотированные с закаленными сталями и т.п.). Избегать сочетания мягких и одинаковых материалов (сталь—сталь, пластмасса—пластмасса). Применение поверхностного упрочнения (азотирования, цементации, лазерной обработки и т.п.) снижает износ от 2 до 5 раз.

10. Защита рабочих поверхностей пар трения от загрязнений.

11. Своевременная замена масла.

12. Правильное назначение шероховатости поверхностей.

Теплостойкость. В результате нагрева возникают следующие вредные для работы станка явления.

А. Понижение точности станка, на которую влияют температурные деформации, вызываемые неравномерным и равномерным нагревом деталей. Температурные деформации сказываются на точности:

1) из-за разных коэффициентов линейного расширения α деталей;

2) вследствие непостоянного температурного поля в пространстве (рис. 1.11).

Разница температур t_1 и t_2 в 10° при эксплуатации по высоте порталного

станка с шириной портала $l = 6000$ мм приводит к деформации: $2\Delta l = \alpha l \Delta t \approx 11,2 \cdot 10^{-6} \cdot 6000 \cdot 10 \approx 0,7$ мм;

3) из-за разной тепловой инерции деталей или их элементов. Обычно нагревание деталей во времени t и их элементов подчиняется экспоненциальному закону (рис. 1.12), поэтому деформация δ_t определяется по формуле

$$\delta_t = \delta_0(1 - e^{-\alpha t}),$$

где α — параметр, зависящий от коэффициента теплоотдачи, теплоемкости масла, размеров деталей или их элементов. Поэтому постоянные времени T отдельных элементов детали и самих деталей различны, что приводит к деформациям даже при равномерном изменении температуры окружающей среды (например, постоянная времени стойки сечением 3×3 м — около 10 ч).

Б. Изменение величин зазоров в подвижных соединениях и искажение геометрии сопряжений.

В. Снижение защитной способности масляного слоя, разделяющего трущиеся детали, и как следствие, повышенный износ (направляющих, зубчатых колес).

Г. Понижение стойкости инструмента.

Источники тепловыделений. Температурные процессы в станках связаны с тепловым воздействием от внешних и внутренних нагрузок. Внешние тепловые нагрузки связаны с колебаниями температуры окружающей среды, которая имеет синусоидальный характер с периодом, примерно равным 24 ч. Внутренние тепловые нагрузки — это теплота, выделяющаяся в узлах станка, узлах трения, элементах гидросистемы, электроприводах. К ним относится и теплота от резания. При обычных режимах резания в изделие переходит от 5 до 15% теплоты резания, в инструмент — 5...20% и стружку — 60...85%.

Тепловыделение в источниках характеризуется мощностью Q (Вт) и плотностью теплового потока (Вт/м²). Мощность тепловыделения в механизмах рассчитывается из предположения, что вся работа трения превращается в теплоту. Ниже приведены формулы для расчета мощности тепловыделения в характерных элементах [72].

• Подшипники качения.

$$Q = 1,047 \cdot 10^{-4} M_T n,$$

где M_T — момент трения, Н·мм; $M_T = M_0 + M_1$, где M_0 — момент трения, зависящий от типа подшипника, M_1 — от нагрузки на подшипник; n — частота вращения, мин⁻¹. При $vn > 2000$ момент трения $M_0 = 10^{-7} f_0 (vn)^{2/3} d_{ср}^3$, при $vn \leq 2000$ $M_0 = 160 \cdot 10^{-7} f_0 d_{ср}^3$. Здесь v — кинематическая вязкость смазочного

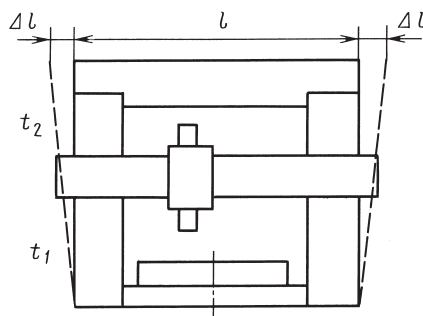


Рис. 1.11. Схема температурной деформации portalного станка

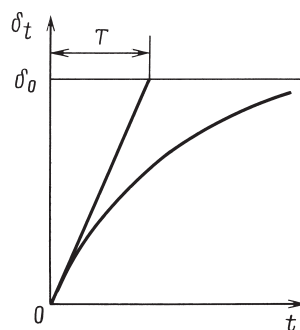


Рис. 1.12. Характер деформации деталей во времени (δ_0 — установившаяся деформация)

материала при рабочей температуре подшипника, $\text{мм}^2/\text{с}$. При пластичном смазочном материале — вязкость базового масла (среднее значение $\nu = 15 \text{ мм}^2/\text{с}$); f_0 — коэффициент, зависящий от условий смазывания (табл. 1.3); $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр подшипника, мм; M_1 — учитывается при большой нагрузке.

1.3. Значения коэффициента f_0

Тип подшипника	Смазывание		
	Масляным туманом	Пластичным материалом	В масляной ванне
Шариковый радиальный однорядный	0,7...1	1,5...2	3...4
Шариковый радиальный упорный однорядный	1	2	4
Роликовый радиальный с цилиндрическими роликами	1...1,5	2...3	4...6
Роликовый радиально-упорный конический	1,5...2	3...4	6...8
Шариковый упорный	0,7...1	1,5...2	3...4
Роликовый упорный с цилиндрическими роликами	—	2	4

Примечание. Меньшие значения f_0 даны для подшипников более легких серий.

• Передача винт—гайка качения. Мощность тепловыделения рассчитывается аналогично мощности тепловыделения в подшипниках качения. Средние значения момента трения M_0 при натяге 25% от допустимой статической нагрузки приведены ниже:

$d \times t$	25×5	32×10	40×10	50×10	63×10
M_0 , Н·мм	260	410	630	1140	1950

d — диаметр винта, мм; t — шаг, мм

Для комбинированных упорно-радиальных роликовых подшипников типа 504700, 504900 (широко применяемых в приводах подач станков с ЧПУ) ориентировочные значения момента силы трения холостого хода приведены ниже:

Размеры подшипника	25×57	25×72	30×62	30×80	40×75	40×90	50×110
M_0 , Н·мм	650	2000	850	2950	1500	3900	7000

• Направляющие скольжения.

$$Q = pSv f,$$

где p — давление в направляющих, Па; S — площадь рабочей поверхности, мм^2 ; v — скорость скольжения, м/с; f — коэффициент трения скольжения (для пары чугун—чугун, чугун—бронза $f = 0,15 \dots 0,17$).

• Направляющие качения.

$$Q = (nF_0 + f_k F / r_{\text{пр}}) v,$$

где n — число граней направляющих; F_0 — начальная сила трения на одной грани (в среднем $F_0 = 4...5$ Н); f_k — коэффициент трения качения, $f_k = 0,01$ мм для стальных шариковых и роликовых направляющих; F — номинальная нагрузка на одну направляющую, Н; $r_{пр}$ — приведенный радиус тел качения, мм; v — скорость перемещения рабочего органа, м/с.

Температурные расчеты станков предусматривают: определение температур заданных точек и их изменения во времени, расчет смещения инструмента и заготовок в зоне резания, определение температурных деформаций узлов станка. Современные методы расчета основаны на использовании метода конечных элементов, который заключается в разбиении элементов конструкции на большее число конечных элементов, связанных между собой в узлах. Базовые детали разбивают на элементарные геометрические фигуры (например, параллелепипеды), в пределах которых закон изменения температуры считается линейным; детали типа тел вращения — на цилиндры постоянного диаметра. Для каждой элементарной фигуры составляют уравнение теплового баланса, по которому определяют приращение температуры.

Расчет проводят на основе уравнения теплового баланса для основных подсистем (шпиндельной бабки, стойки, тяговых устройств и т.п.) и станка в целом. При анализе определяют тепловое смещение шпинделя, ходового вала, а также суммарные тепловые смещения станка, приведенные к зоне обработки.

В табл. 1.4 приведены наиболее распространенные **способы уменьшения влияния тепловых явлений на работоспособность**.

Создание термосимметричных конструкций (схема 1) за счет толщин стенок $t_2 \approx t_1$ (а) или тепловых щитов 1 (б) характерно для крупных деталей. Использование систем охлаждения, стабилизация температуры масла и охлаждение наиболее важных узлов станка, например шпинделя (схема 2), наиболее распространены в точных станках. Выбор материала деталей с низким коэффициентом теплопроводности (например, полимербетона) при изготовлении станин (схема 3, а) или шпиндельных подшипников (шариков) из керамики (схема 3, б) увеличивает постоянную времени (схема 3, а) и снижает теплопередачу в корпус (схема 3, б). Теплоизоляция характерна для энергоемких узлов, например коробок скоростей 1 (схема 4).

Рациональное закрепление деталей. На схеме 5 показаны примеры различной фиксации в осевом направлении шарикового винта 1 привода подачи суппорта. В варианте а, в отличие от варианта б, направления тепловых смещений $\Delta_{ш}$ шпинделя и $\Delta_{и}$ инструмента совпадают, что способствует повышению точности вследствие их взаимной компенсации.

Применение самоустанавливающихся элементов и механизмов. Круговые гидростатические направляющие 1 стола с самоустанавливающимися башмаками 2 показаны на схеме 6. На каждом башмаке 2 (равномерно установленных по окружности) выполнено по два кармана 3 и 5. При отсутствии тепловых деформаций направляющих 1 башмаки занимают горизонтальное положение, и давление масла в карманах 3 и 5 одинаковое. При тепловой деформации, приводящей к перекосу направляющих на угол α , давление в кармане 5 превышает давление в кармане 3, вследствие чего башмак деформируется по опорной

1.4. Способы уменьшения влияния тепловых явлений на работоспособность

Термо-симметричность конструкций	Использование систем охлаждения	Выбор материала деталей	Теплоизоляция	Рациональное закрепление деталей	Применение самоустанавливающихся элементов
1 	2 	3 	4 	5 	6
7 	8 	9 	10 	11 	12

поверхности 4, и его рабочая плоскость снова устанавливается параллельно направляющей планшайбы 1.

Автоматическое обеспечение зазоров-натягов. Автоматическое поддержание заданного натяга в роликовой опоре шпиндельного узла независимо от тепловых деформаций показано на схеме 7. Кольцо 3 поджимает торцом 2 конические ролики 1 подшипника с усилием, зависящим от давления масла в полости 4.

Применение статически определимых систем. Избыточные связи при температурных деформациях (штриховая линия) возникают по граням 1 и 2 (схема 8, а). Этот недостаток исключен в схеме 8, б.

Для снижения влияния деформаций на работу используют также различные схемы компенсаций. В схеме 9, а осевые подшипники установлены во второй опоре вала, и его смещение (по стрелке) вызывает нарушение исходного зазора в зацеплении колес. В схеме 9, б этот недостаток устранен.

Самокомпенсация деформаций показана на схеме 10. При выбранных размерах между подшипниками, когда оси роликов пересекаются в одной точке 1, радиальные изменения размеров подшипников компенсируются осевыми деформациями вала.

Выбор направления деформирования. В схеме 11, а тепловые деформации деталей 1 и 2 направлены навстречу друг другу (показано стрелками), что вызывает изменение зазора h гидростатического подшипника. На схеме 11, б направления деформации деталей 1 и 2 совпадают, и вследствие этого зазор h изменяется меньше.

Применение систем адаптации. В схеме 12 предусмотрен контроль положения оси шпинделя с компенсацией тепловых смещений δ . Деформация передней 1 и задней 4 стенок от тепловых деформаций пропорциональна изменениям электрических сопротивлений 2 и 3 в связи с изменением температуры стенок. Данные о сопротивлениях поступают в микропроцессорное устройство и на систему ЧПУ станка.

Уменьшение источников тепловыделений за счет совершенствования процесса резания, эффективного отвода стружки, применения современных приводов и механизмов является эффективным средством снижения теплового воздействия.

Виброустойчивость. Под виброустойчивостью понимают способность станка работать в требуемом диапазоне режимов без недопустимых колебаний. Динамические процессы в станках играют значительную роль в обеспечении качества и точности изделий, а также производительности обработки и надежности оборудования. Формообразующие движения инструмента и заготовки, траектории которых заданы кинематически, нарушаются вследствие деформаций упругой системы (станок, приспособление, инструмент, деталь). Деформации происходят под действием сил, порождаемых рабочими процессами (резание, трение и т.д.), и других сил (тяжести, инерции и т.п.). Деформации упругой системы при переходных процессах (врезание и выход инструмента, разгон и торможение перемещаемых узлов) могут иметь форму колебаний, затухающих во времени, или форму, характеризующуюся монотонной зависимостью, например экспоненциальной. Колебания системы снижают точность обработки и долговечность (например, стойкость инструмента). В станках основное распространение имеют:

1) вынужденные колебания, вызываемые внешними периодическими силами (неуравновешенностью вращающихся деталей, погрешностью изготовления передач, прерывистым процессом резания и т.п.);

2) параметрические колебания (см. рис. 1.5), возникающие при наличии переменного параметра, аналогичного действию изменяющейся силы;

3) автоколебания или самовозбуждающиеся колебания, наиболее распространенные в станках. Возмущающие силы вызываются самими колебаниями, например, фрикционные автоколебания, связанные с падением силы трения при повышении скорости.

Динамические расчеты станков. Большие запасы прочности, закладываемые в конструкцию станков, обусловлены высокими требованиями к их жесткости. Основная цель динамических расчетов — оценка деформируемости конструкций при силовых воздействиях с тем, чтобы определить ее влияние на устойчивость и точность заданных движений в стационарных и переходных процессах. При расчетах динамическая система станка рассматривается как многоконтурная замкнутая система, которая включает в себя упругую систему, рабочие процессы в подвижных соединениях ее элементов (резание, трение, гидро- и аэродинамические процессы и т.п.).

Одним из основных методов улучшения динамических характеристик является повышение жесткости конструкций. Это реализуется при использовании, например, стальных базовых деталей, обеспечивающих, кроме того, меньшую массу. Повысить виброустойчивость можно перераспределением масс внутри станка. Следует уменьшить массу тех узлов, в которых ожидаются максимальные амплитуды. Эффективным способом улучшения виброустойчивости является повышение демпфирования. Оно достигается за счет применения гидростатических направляющих и направляющих скольжения, расположения стыков и направляющих перпендикулярно основным формам колебаний, использования новых материалов (полимербетона, в котором демпфирование выше в 7...10 раз). Применение демпферов (с вспомогательной массой, фрикционных) также повышает виброустойчивость, но в узком диапазоне частот колебаний.

Образование поверхностей на металлорежущих станках

2.1. Геометрическое образование поверхностей. Производящие линии и методы их получения

Тело любой детали есть замкнутое пространство, ограниченное реальными геометрическими поверхностями, полученными в результате обработки детали тем или иным технологическим способом (литьем, штамповкой, резанием и т.д.), которые всегда будут отличаться от идеальных геометрических поверхностей.

Поверхности, полученные резанием на металлорежущих станках, будут отличаться от идеальных отклонениями от правильности формы и точности размеров, а также шероховатостью.

Процесс образования резанием реальных поверхностей базируется на идеализированном геометрическом процессе, в котором поверхность рассматривается как след, оставляемый одной производящей геометрической линией, называемой *образующей*, при ее движении по другой геометрической линии — *направляющей* [97]. Под следом понимается непрерывное множество последовательных положений в пространстве движущейся образующей линии. Например, поверхность круглого цилиндра может быть представлена как след образующей прямой при движении ее по направляющей окружности (рис. 2.1, а) или, наоборот, образующей окружности при движении ее по направляющей прямой (рис. 2.1, б). Аналогично боковую поверхность зуба прямозубого цилиндрического колеса можно рассматривать как след образующей эвольвенты при перемещении ее по направляющей прямой (рис. 2.1, в) или, наоборот, образующей прямой при перемещении ее по направляющей эвольвенте (рис. 2.1, г).

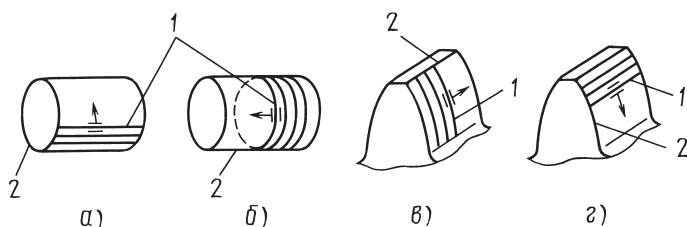


Рис. 2.1. Образование поверхностей производящей линией:
1 — образующей; 2 — направляющей

Таким образом, для геометрического образования любой поверхности необходимы две геометрические производящие линии и их относительное перемещение.

На металлорежущих станках производящие линии и их относительное перемещение, а следовательно, и образование поверхности реализуются режущей кромкой (или остrokонечной вершиной) инструмента и относительным движением инструмента и заготовки. Эти движения называют движениями *формообразования* и обозначают буквой Φ . Количество и характер этих движений зависят от формы производящих линий и формы режущей кромки инструмента.

Различают четыре метода образования производящих линий: *копирования*, *следа*, *касания* и *обката*, каждый из которых требует вполне определенного количества движений формообразования.

Метод копирования реализуется в том случае, если форма и протяженность режущей кромки инструмента совпадают с формой и протяженностью образуемой производящей линии. При этом производящая линия получается как копия (отпечаток) режущей кромки инструмента без движения формообразования (рис. 2.2, а).

Метод следа — образуемая производящая линия представляет собой след, оставляемый одной точкой режущей кромки инструмента без отрыва ее от заготовки. Этот метод требует одного движения формообразования. По характеру оно может быть простым вращательным $\Phi(B_1)$, если образуемая производящая линия представляет собой дугу окружности или окружность (рис. 2.2, б), про-

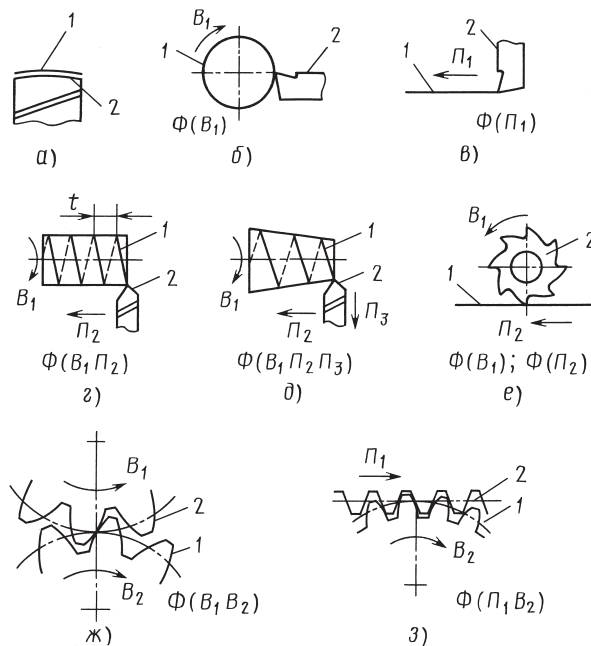


Рис. 2.2. Методы образования производящих линий:
а — копирования; б—д — следа; е — касания; ж, з — обката
(1 — образуемая линия; 2 — инструмент)

стым поступательным $\Phi(P_1)$, если образуемая производящая линия — прямая (рис. 2.2, в), и сложным, если для образования производящей линии требуется два и более строго согласованных между собой движения. Например, чтобы получить остроконечным резцом винтовую линию с заданным шагом t , необходимо одно сложное движение $\Phi(B_1P_2)$, в котором соотношение скоростей вращения заготовки B_1 и перемещения резца P_2 вдоль ее оси должно быть вполне определенным, а именно: за один оборот заготовки резец должен переместиться на t , мм (рис. 2.2, з). В случае же образования винтовой линии на конической поверхности потребуется также одно, но более сложное движение $\Phi(B_1P_2P_3)$ (рис. 2.2, д). Движения B_1 , P_2 и P_3 , входящие в состав сложного движения, принято называть *элементарными движениями*.

Метод касания — образуемая производящая линия является касательной к множеству положений вспомогательной линии, образуемой, в свою очередь, движением точки режущей кромки инструмента. Этот метод требует *двух движений формообразования*.

Главная особенность метода касания — дополнительное движение формообразования, которое используется для предварительного получения вспомогательной линии, чаще всего методом следа. Например, при вращении дисковой фрезы $\Phi(B_1)$ вершина одного зуба (рис. 2.2, е) описывает окружность (вспомогательная линия, полученная методом следа), а образуемая прямая линия на заготовке будет получена в результате многократного касания вершины зуба этой прямой при другом, независимом от $\Phi(B_1)$, движении формообразования $\Phi(P_2)$ — прямолинейном перемещении заготовки. Второе движение определяет форму образуемой производящей линии, и при фрезеровании такой же фрезой винтовой линии на цилиндре или конусе вторым движением будет $\Phi(B_1P_2)$ или $\Phi(B_1P_2P_3)$, соответствующие движениям на рис. 2.2, з и 2.2, д.

Следует отметить, что теоретически метод касания может потребовать и трех движений формообразования, если при образовании вспомогательной линии используется не метод следа, а метод касания. Однако, как правило, в этом случае третьим движением является движение формообразования, реализующее направляющую производящую линию, т.е. является совмещенным.

Метод обката, когда образуемая производящая линия является огибающей последовательных положений режущей кромки инструмента при качении без проскальзывания двух воображаемых линий, связанных с инструментом и заготовкой. Этот метод требует *одного, но всегда сложного движения формообразования*. Согласование элементарных движений, входящих в состав сложного движения, должно строго соответствовать качению воображаемых линий, которые являются центроидами взаимно огибаемых контуров образуемой производящей линии и режущей кромки инструмента. Наибольшую известность и применение получили взаимно огибаемые контуры эвольвентного зубчатого зацепления.

В зацеплении цилиндрических колес взаимно огибаемыми контурами являются эвольвентные профили зубьев, а их центроидами — начальные окружности колес, которые в зацеплении нормальных (некорректированных) колес совпадают с их делительными окружностями (рис. 2.2, ж). Так как угловой шаг зубьев, а следовательно, и угловые скорости колес в зацеплении нормальных и корректированных пар одинаковы, при изложении в дальнейшем вопросов со-

гласования движений для получения эвольвентного профиля зуба используется делительная окружность колеса. В реечном зацеплении, т.е. в зацеплении колеса и рейки (колеса с радиусом, стремящимся к бесконечности), взаимно огибаемыми контурами являются эвольвентный профиль зуба колеса и трапециевидный профиль зуба рейки, а их центроидами — делительная окружность колеса и средняя линия рейки (рис. 2.2,з).

Сравнивая рассмотренные методы между собой, можно выделить для каждого из них особенность, которая отличает данный метод от других, а именно:

- только *при методе копирования* все точки образуемой производящей линии получаются *одновременно*;
- только *при методе следа* все точки образуемой производящей линии получаются *одной точкой инструмента*;
- только *при методе обката каждой точке* режущей кромки инструмента *соответствует определенная точка* на производящей линии, но, в отличие от копирования, точки получаются *последовательно* в процессе сложного движения обката.

Особенностью метода касания является, как уже отмечалось, необходимость в дополнительном движении формообразования. Производящая линия получается точкой режущей кромки, как правило, многолезвийного инструмента с периодическим отрывом ее от образуемой производящей линии.

2.2. Методы образования поверхностей на металлорежущих станках

Для образования поверхности необходимы две производящие линии, каждая из которых теоретически может быть получена одним из четырех рассмотренных выше методов. Если определить метод образования поверхности, то под этим следует понимать последовательное указание методов получения производящих линий — сначала образующей и затем направляющей, например, «копирования и следа», «обката и касания» и т.д., по которым можно судить и о количестве необходимых движений формообразования для ее получения.

Из теоретически возможных сочетаний методов следует исключить те, в которых направляющая образуется методом копирования, т.е. без движения формообразования, как противоречащие процессу геометрического образования поверхности, при котором направляющая линия имитируется в относительном движении инструмента и заготовки.

В табл. 2.1 приведены возможные методы образования поверхностей на металлорежущих станках и соответствующее им число движений формообразования.

Таким образом, для образования поверхностей на станках требуется от одного до трех движений формообразования, которые по отношению к процессу резания являются одновременно и движениями скорости резания или подачи. Эти скоростные характеристики движений принято отражать индексами v и s в условной записи движений формообразования как Φ_v или Φ_s . Если поверхность образуется одним движением, то оно всегда является движением скорости резания Φ_v ; если двумя движениями, то одно из них Φ_v , а другое Φ_s , и, если тремя

2.1. Методы образования поверхностей на металлорежущих станках

Контур или точка режущей кромки инструмента участвует в образовании производящей линии		Эскиз	Методы образования поверхности	Число движений формообразования
Контур режущей кромки по форме и протяженности	совпадает с образуемой производящей линией		Копирования и следа Копирования и касания	1 2
	не совпадает с образуемой производящей линией		Следа и обката Касания и обката Обката и касания Обката и следа	2 3 3 — теоретически 2 — практически 2
Точка режущей кромки			Следа и следа (двойной след) Следа и касания Касания и следа Касания и касания (двойное касание)	2 3 3 4 — теоретически 3 — практически

движениями, то одно из них Φ_v , а два других — Φ_{s1} и Φ_{s2} . Ниже даны примеры образования поверхностей методами, приведенными в табл. 2.1, с указанием в движениях формообразования их скоростных характеристик.

При совпадении контура режущей кромки инструмента с одной из производящих линий эта линия всегда будет образующей, а число движений формообразования для получения поверхности будет определяться методом образования направляющей линии — следа или касания.

Так, при точении цилиндра широким резцом (рис. 2.3, а) или нарезании резьбы профильным резцом (рис. 2.3, б) образующие производящие линии (прямая и профиль резьбы) будут получены *методом копирования*, а направляющие линии (окружность и винтовая линия) *методом следа* при одном движении формообразования $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_v(B_1P_2)$ соответственно.

При фрезеровании канавки фасонной фрезой (рис. 2.3, в) или шлифовании цилиндрического прямоугольного колеса профильным кругом (рис. 2.3, г) образующие производящие линии (профиль канавки и эвольвенты межзубовой впадины) будут получены, как и в предыдущих примерах, *методом копирования*, а направляющие линии (прямые) — *методом касания* при двух движениях формообразования $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(P_2)$.

При взаимно обгибаемых контурах режущей кромки инструмента и одной из производящих линий последняя будет получена методом обката и может быть как образующей, т.е. полученной первой, так и направляющей. При этом другая производящая линия образуется методом следа или касания.

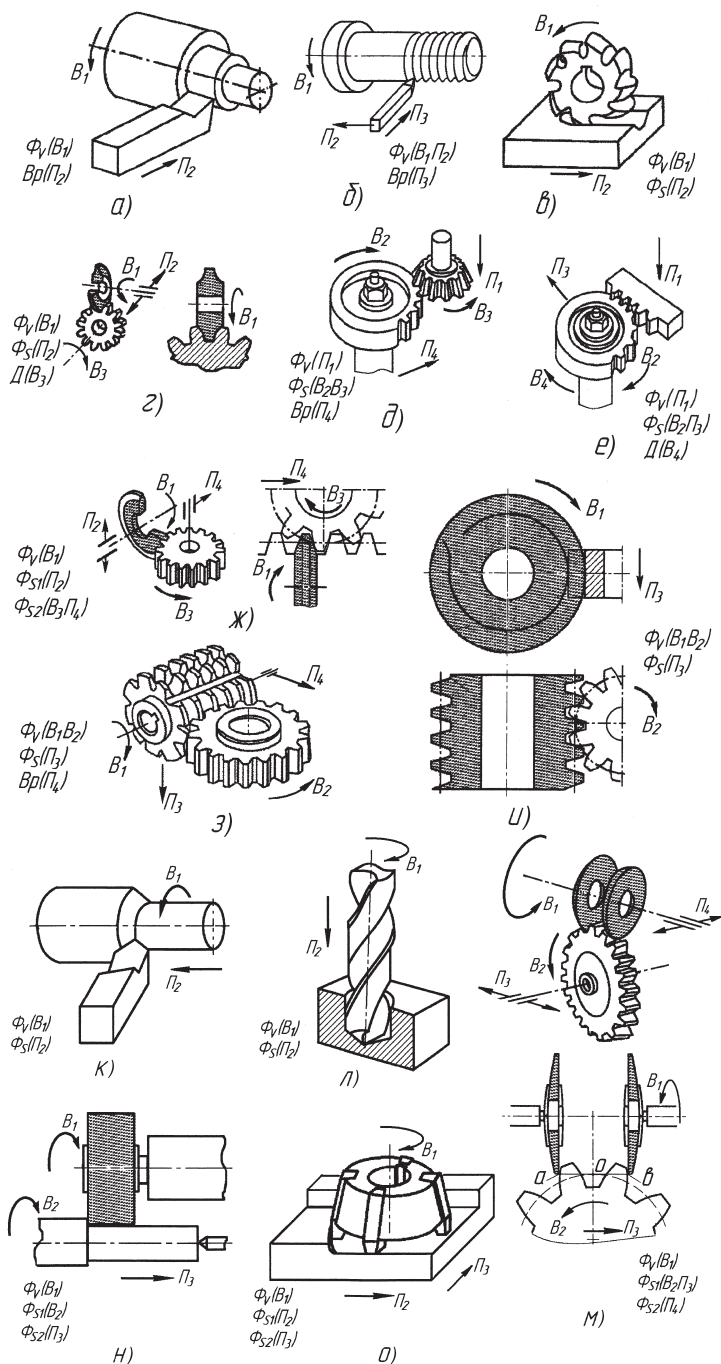


Рис. 2.3. Методы образования поверхностей:

а, б — копирования и следа; в, г — копирования и касания; д, е — следа и обката; ж — касания и обката; з, и — обката и следа (двойного следа); к, л — следа и следа (двойного следа); м — следа и касания; н — касания и следа; о — касания и касания (двойного касания)

Так, при нарезании цилиндрических прямозубых колес зуборезным долбяком (рис. 2.3, д) или зуборезной гребенкой (рис. 2.3, е) образующая прямая линия будет получена *методом следа* при возвратно-поступательном движении инструмента $\Phi_v(P_1)$, а направляющая линия — эвольвента — *методом обката*, при котором в сложном движении подачи делительная окружность нарезаемого колеса катится без проскальзывания по делительной окружности долбяка $\Phi_s(B_2B_3)$ или средней линии гребенки (рейки) $\Phi_s(B_2P_3)$.

При шлифовании таких колес дисковым обкатным шлифовальным кругом (рис. 2.3, ж) сначала, *методом касания*, при двух движениях формообразования — скорости резания $\Phi_v(B_1)$ и быстрой подаче $\Phi_{s1}(P_2)$ — образуется прямая линия, а затем, *методом обката*, эвольвентный профиль зуба при медленной подаче $\Phi_{s2}(B_3P_4)$. В последнем движении катятся без проскальзывания делительная окружность шлифуемого колеса и средняя линия рейки, один зуб которой представлен профилем шлифовального круга.

При использовании червячной фрезы для нарезания прямозубого колеса (рис. 2.3, з) образующей линией будет эвольвента, а направляющей — прямая линия. Червячную фрезу можно представить как набор зуборезных гребенок, расположенных равномерно по окружности и смещенных относительно друг друга вдоль оси фрезы в соответствии с углом подъема ее винтовой линии. При вращении фрезы зуборезные гребенки пересекают плоскость, содержащую ось фрезы, имитируя на этой плоскости перемещение рейки бесконечной длины, с которой для получения эвольвенты *методом обката* и согласуется вращение заготовки в сложном движении формообразования $\Phi_v(B_1B_2)$. Направляющая прямая линия при фрезеровании образуется, как уже отмечалось ранее, *методом касания* при двух движениях формообразования — вращении фрезы и поступательном ее перемещении. Однако вращение фрезы B_1 уже осуществляется в сложном движении, т.е. совмещается с движением обката, и поэтому для получения прямой необходимо добавить лишь движение подачи $\Phi_s(P_3)$. Точно так же осуществляется процесс формообразования и при шлифовании прямозубого колеса червячным шлифовальным кругом (рис. 2.3, и).

Теоретически возможно образование поверхности *методом обката и следа*, однако до настоящего времени нет примеров его практического применения.

Образование производящей линии точкой режущей кромки инструмента осуществляется методом следа или касания, и поэтому при получении поверхности в целом возможны четыре метода, указанных в табл. 2.1.

Метод двойного следа реализуется, например, при точении цилиндра проходным резцом (рис. 2.3, к) или сверлении отверстия (рис. 2.3, л), когда движениями формообразования $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(P_2)$ образуется соответственно окружность и прямая линия. Так как при точении следом от резца на поверхности цилиндра будет винтовая линия, как и при нарезании резьбы (рис. 2.3, б), уместно на этом примере обратить внимание на принципиальное отличие результирующего движения, как суммы двух одновременных простых движений $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(P_2)$, от одного сложного движения $\Phi_v(B_1P_2)$.

Движения $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(P_2)$ являются независимыми, и изменение в некоторых пределах скорости одного из них при неизменном другом не вызовет изменения формы производящих линий и, следовательно, формы образуемой поверхности,

а отразится лишь на характере следа резца, т.е. на шероховатости поверхности. Подобные действия в сложном движении недопустимы, так как от согласованности элементарных движений зависит форма образуемой производящей линии, а значит, и поверхности в целом.

Метод следа и касания применен, например, при шлифовании прямозубого цилиндрического колеса тарельчатыми кругами с параллельным расположением их рабочих поверхностей (рис. 2.3,м). Узкие периферийные рабочие полосы кругов (теоретически линии) проходят через концы касательных oa и ov к основной окружности зубчатого колеса, и при быстром реверсируемом движении подачи $\Phi_{s1}(B_2P_3)$, включающем поворот заготовки и перемещение ее оси, соответствующим качению без скольжения касательных по основной окружности, образуется *методом следа* эвольвентный профиль зуба. Направляющие прямые линии получаются *методом касания* при двух движениях формообразования — вращении кругов $\Phi_v(B_1)$ и медленном возвратно-поступательном движении подачи $\Phi_{s2}(P_4)$.

Примером образования поверхности *методом касания и следа* является шлифование цилиндрического валика узким шлифовальным кругом (рис. 2.3,н). Движениями $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_{s1}(B_2)$ образуется *методом касания* окружность, а направляющая прямая линия, получаемая на коротком участке, равном ширине круга, методом копирования, на всей длине образуется *методом следа* при движении $\Phi_{s2}(P_3)$.

Метод двойного касания используется, например, при фрезеровании торцовой фрезой плоскости, ширина которой больше диаметра фрезы (рис. 2.3,о). Производящими линиями являются две прямые линии, каждая из которых образуется *методом касания* при общем (совмещенном) вращении $\Phi_v(B_1)$ и соответствующем движении подачи $\Phi_{s1}(P_2)$ и $\Phi_{s2}(P_3)$.

Кинематика станков

3.1. Движения в станках. Параметры движений

Движения формообразования являются основными движениями в станке, но не единственными. Все движения в станках в зависимости от их целевого назначения подразделяют на движения: формообразования (Φ), врезания (Vp), деления (D), вспомогательные ($Vсп$) и управления ($Упр$).

Движения врезания предназначены для установки инструмента относительно заготовки на глубину резания, без чего невозможен и сам процесс формообразования со снятием стружки. В одних случаях это движение возможно только одновременно с формообразующим движением скорости резания $\Phi_{\text{в}}$, например, движение $Vp(P_2)$ при точении цилиндра широким резцом (см. рис. 2.3, а) или движение $Vp(P_4)$ при нарезании цилиндрического колеса зуборезным долбяком (см. рис. 2.3, д), в других — до начала процесса формообразования, например, движение $Vp(P_3)$ при нарезании резьбы профильным резцом (см. рис. 2.3, б) или движение $Vp(P_4)$ при нарезании зубьев цилиндрических колес червячной фрезой (см. рис. 2.3, з).

Движение врезания может и отсутствовать, если глубина резания определяется конструктивным параметром инструмента, а процесс врезания реализуется самим инструментом при его участии в одном из формообразующих движений. Так, например, при протягивании врезание осуществляется за счет разности высоты соседних зубьев режущей части протяжки, измеренной по нормали к обрабатываемой поверхности.

При сверлении (см. рис. 2.3, л) глубина резания, равная половине диаметра сверла, будет достигнута в движении $\Phi_s(P_2)$ постепенным увеличением ширины стружки, срезаемой наклонной режущей кромкой сверла.

Движения деления необходимы для переноса процесса формообразования в новую зону на заготовке, когда на ней нужно образовать несколько одинаковых поверхностей. Так, например, при шлифовании цилиндрического колеса с числом зубьев z дисковым профильным кругом (см. рис. 2.3, г) после шлифования одной межзубовой впадины необходимо осуществить делительное движение $D(B_3)$ — поворот заготовки с требуемой точностью на $1/z$ часть оборота, повторяя его после очередной впадины до завершения обработки всех зубьев колеса.

При нарезании такого колеса зуборезной гребенкой (см. рис. 2.3, е), имеющей, например пять режущих зубьев, процесс деления при нарезании пяти впадин в движении обката $\Phi_s(P_2B_3)$ будет осуществлен самим инструментом, а дви-

жение деления $D(B_4)$ будет заключаться в периодическом повороте заготовки на $5/z_{\text{заг}}$ частей оборота.

При достаточном или неограниченном числе режущих зубьев на инструменте делительный процесс может быть реализован в движении формообразования без отдельного движения деления. Именно так он осуществляется при нарезании цилиндрического колеса зуборезным долбяком (см. рис. 2.3, д) в движении $\Phi_s(B_2B_3)$ или червячной фрезой (см. рис. 2.3, з) в движении $\Phi_v(B_1B_2)$, в котором, как уже отмечалось выше, вращением фрезы B_1 имитируется перемещение рейки бесконечной длины.

Совмещение процесса деления с движением формообразования иногда называют совмещением движения деления с формообразующим движением, что, строго говоря, неправильно. Часто и сам процесс нарезания колес этим или подобным ему инструментом называют нарезанием методом непрерывного деления, что также следует признать условным, поскольку нарезание (обкат) непрерывно, а деление по своей сути является процессом периодическим.

Вспомогательные движения служат для выполнения действий, способствующих реализации движений формообразования, деления, врезания и обеспечивающих наиболее эффективную работу станка в целом. Такими движениями осуществляются ускоренные перемещения узлов, приводятся в действие механизмы их быстрого отвода-подвода, зажимных устройств, поворотные и фиксирующие механизмы, удаляется стружка и т.п.

Движения управления предназначены для координации всех движений, включая и вспомогательные, и имеют место, главным образом, в станках с цикловым характером работы, в которых управление осуществляется с помощью кулачков, упоров и т.п., установленных на распределительных валах (токарные кулачковые автоматы) или управляющих барабанах (станки для обработки конических колес) и т.п., вращение которых и будет являться движением управления — $Упр(B)$.

Определенность любого по назначению движения в станке достигается тогда, когда состав показателей или параметров, характеризующих движение, необходим и достаточен для его точного многократного воспроизведения. В общем случае таких параметров пять (табл. 3.1).

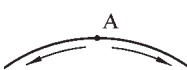
Наиболее важным параметром является траектория, которая в простом поступательном или вращательном движении представляет собой прямую линию или окружность, а в сложном, чаще всего формообразующем, движении — форму производящей линии, образуемой согласованием элементарных движений.

Скорость сложного движения зависит от его скоростной характеристики (v или s) и соответствует скорости одного из элементарных движений, входящих в его состав. При этом скорости остальных элементарных движений, благодаря их согласованности, получаются автоматическими.

Как будет показано ниже, количество параметров, характеризующих движение, может быть и меньше пяти (см. табл. 3.3) в зависимости от характера движения (простое или сложное) и формы траектории движения (замкнутая или незамкнутая).

Кроме пяти параметров движения необходимо определенное расположение траектории данного движения относительно траекторий других движений, а

3.1. Параметры движения

Параметр движения	Эскиз	Условные обозначения
Траектория		Т
Исходная точка		И _Т
Направление		Н
Скорость		С
Путь		П

всех траекторий вместе относительно выбранной системы координат. Эти два пространственных параметра определяются на стадии выбора компоновки данного станка и остаются неизменными в течение всего срока его эксплуатации. Поэтому при изложении вопросов, относящихся к данной главе, эти параметры, как уже вполне определенные, в дальнейшем не рассматриваются.

3.2. Кинематическая группа и ее структура

Понятие кинематической группы является одним из важнейших в кинематике станков и включает в себя всю совокупность звеньев, создающих в станке движение определенного назначения, от которого получает и свое название — кинематическая группа формообразования (скорости резания или подачи), резания, деления и т.д. В общем случае кинематическая группа состоит из исполнительных кинематических пар, подвижными звеньями которых являются рабочие органы (шпиндель, суппорт, стол и т.д.), внутренней связи, а также внешней связи и источника движения (электродвигатель, гидроцилиндр, пружина и т.д.).

Внутренняя связь кинематической группы — это совокупность звеньев, обеспечивающих *траекторию* движения. При простом движении она представляет собой одну кинематическую пару — вращательную (ВКП) или поступательную (ПКП) (рис. 3.1, а, б) и определяет траекторию движения подвижного звена в форме окружности или прямой линии. Эти траектории остаются неизменными в течение всего срока службы станка, и поэтому в простых движениях не требуется органа настройки на этот параметр.

В сложном движении, например $\Phi_v(B_1\Pi_2)$ при нарезании резьбы (см. рис. 2.3, б), участвуют две исполнительные кинематические пары (рис. 3.1, в), и внутренняя связь представляет собой кинематическую цепь $(1-i_x-P-2)$,

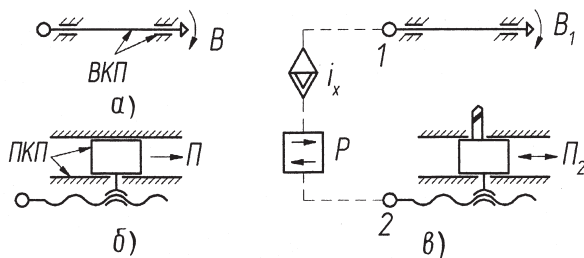


Рис. 3.1. Внутренние связи в простых (а, б) и сложной (в) кинематической группах

в которой и должен располагаться орган согласования элементарных движений для получения нужной траектории. В нашем примере он включает P и i_x для нарезания правой или левой резьбы с определенным шагом.

Внутренняя кинематическая цепь может целиком состоять из механических передач или реализована частично либо полностью средствами электрической, гидравлической, электронной или иной техники. Для наглядности и лучшего понимания основных положений кинематики станков в приводимых ниже структурных схемах применены механические кинематические цепи с использованием обозначений, приведенных в табл. 3.2.

В сложном движении с большим числом элементарных движений внутренняя связь кинематической группы будет состоять из нескольких кинематических цепей, число которых будет на единицу меньше числа элементарных движений, и траектория такого сложного движения будет зависеть от каждого органа настройки, расположенного в любой из этих цепей. Внутренняя связь дает лишь потенциальную возможность осуществить данное движение, и для ее реализации нужен источник движения и цепь, соединяющая его с внутренней связью.

Внешняя связь кинематической группы — это цепь от источника движения до внутренней связи. Звено, принадлежащее одновременно обеим связям, называют звеном или точкой присоединения связей.

Внешней связью в кинематических группах, представленных на рис. 3.2, является цепь $1—P—i_v—2$, в которой точка 2 и будет точкой ее присоединения к внутренним связям, показанным ранее на рис. 3.1. Во внешней связи должны располагаться органы настройки всех, кроме траектории, параметров данного движения.

В общем случае их четыре, и настраивают они на: *направление, скорость, исходное положение или точку и путь*. Однако, в зависимости от формы траектории, а также назначения движения, отдельные параметры могут быть произвольными или постоянными и, следовательно, не требующими органов настройки.

В простом движении с замкнутой траекторией, например $\Phi_v(B_1)$ на рис. 2.3, в, исходную точку — угловое положение инструмента в момент начала вращения — и путь, равный длине окружности, который совершает и многократно повторяет каждая точка режущей кромки инструмента, настраивать не нужно, так как первый параметр может быть произвольный, а второй имеет постоянное значение. Таким образом, кинематическая группа этого движения должна иметь во внешней связи органы настройки на скорость (i_v) и направление (P), как показано на рис. 3.2, а.

3.2. Элементы структурных схем

Элемент	Изображение
Источник движения	
Цепь из механических передач	
Орган настройки	 $i(x, y, v, s \text{ и др.})$
Реверс	 Р
Суммирующий механизм	

В движении же деления $D(B_3)$ на рис. 2.3, з, имеющем траекторию в форме дуги окружности, настраивать необходимо как исходную точку — совмещение профиля шлифовального круга с ранее нарезанной межзубовой впадиной, так и путь — поворот заготовки с требуемой точностью на $1/z$ часть оборота, а вот скорость и направление могут быть приняты постоянными.

В простом поступательном движении, имеющем незамкнутую траекторию, также возможно сокращение органов настройки в тех случаях, когда отдельные параметры приняты неизменными. Так, во вспомогательных движениях ускоренных перемещений скорость, как правило, имеет постоянное максимально допустимое значение, путь постоянен — в отдельных движениях отвода-подвода узлов, механизмах зажима-разжима, фиксации и др.

Параметры — исходная точка и путь — могут не настраиваться и в сложном движении, если оно состоит из элементарных вращательных движений с замкнутой траекторией, т.е. если подвижные звенья исполнительных кинематических пар, участвующих в сложном движении, совершают полный оборот. Так, например, при нарезании цилиндрического колеса зуборезным долбяком в движении $\Phi_3(B_2B_3)$ на рис. 2.3, д эти параметры настраивать не нужно, а вот в таком

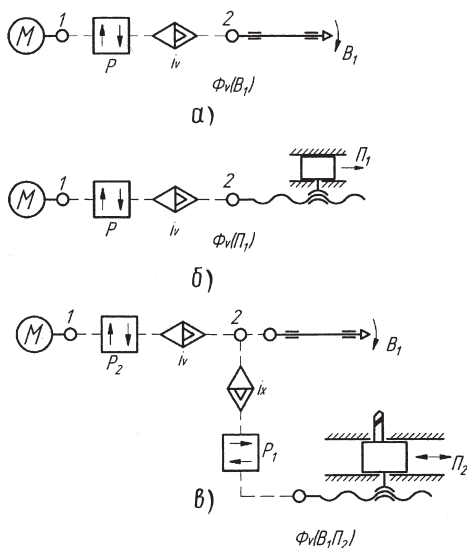


Рис. 3.2. Кинематические группы:
а, б — простые, в — сложная

же движении при нарезании зубьев на части окружности (нарезание зубчатого сектора) настройка на исходную точку и путь необходима. Сложные движения с полным оборотом элементарных вращений условно принято считать движениями с замкнутой траекторией.

Кроме того, если кинематическая группа (простая или сложная) имеет отдельный источник движения, регулируемый по скорости либо направлению, либо по обоим параметрам вместе, то внешняя связь такой группы будет иметь лишь орган настройки соответственно на направление или скорость либо не иметь этих органов вообще.

Теоретически необходимый и достаточный состав настраиваемых параметров движения, а следовательно, и органов настройки в кинематической группе любого назначения можно определить по табл. 3.3.

3.3. Состав настраиваемых параметров движения

Движение	Форма, траектория	Настраиваемые параметры
Простое	Замкнутая	Скорость и направление
	Незамкнутая	Исходное положение (точка), направление, скорость и путь
Сложное	Замкнутая	Траектория, скорость и направление
	Незамкнутая	Траектория, исходное положение (точка), направление, скорость и путь

3.3. Кинематические структуры станков и их классификация

Кинематическая структура станка — это совокупность кинематических групп разного назначения (формообразования, деления, врезания и т.д.) и межгрупповых связей.

Только формообразующие группы будут присутствовать во всех структурах, тогда как остальные могут отсутствовать, даже если соответствующие им процессы и осуществляются на данном станке, как, например, процесс врезания при протягивании или процесс деления при нарезании зубьев зуборезным долбяком.

Кинематические структуры станков принято классифицировать по числу и характеру групп формообразования (табл. 3.4) с условной записью, состоящей из буквы Э, С или К, означающей класс структуры: элементарная (Э), сложная (С) или комбинированная (К), и двух цифр, соответствующих числу групп формообразования в структуре станка и общему числу элементарных движений (исполнительных кинематических пар) в этих группах.

К элементарным структурам относятся структуры, состоящие только из простых кинематических групп формообразования; к сложным — только из сложных групп и к комбинированным — структуры, состоящие из простых и сложных групп, т. е. имеющие не менее двух групп формообразования.

Число групп формообразования в кинематической структуре станка может быть от одной до трех (см. табл. 2.1), а общее число элементарных движений

3.4. Классификация кинематических структур

Класс структуры	Число групп формообразования		
	1	2	3
Э	Э11	Э22	Э33
С	С12, С13, С14...	С24, С25, С26...	С36, С37...
К	—	К23, К24, К25...	К34, К35, К36...

теоретически не имеет ограничений, так как это зависит от сложности формы образуемых производящих линий. Поэтому только класс элементарных структур представлен в табл. 3.4 в завершенном виде, а в классах С и К остается вероятность появления не указанных в таблице структур за счет увеличения числа исполнительных кинематических пар в сложных группах.

Положительная сторона такой классификации состоит, прежде всего, в том, что она позволяет, с точки зрения кинематики, свести все многообразие станков к небольшому количеству типовых структур, на изучении которых и следует сосредоточить основное внимание.

Так, образование поверхностей, представленных на рис. 2.3, в, з, к, л, осуществляется соответственно на фрезерном, зубошлифовальном, токарном и сверлильном станках, а формообразующая часть их кинематических структур будет одна и та же — Э22. Поэтому закономерности, относящиеся к типовой структуре, можно изучать на примере одного станка, а на других — обратить внимание лишь на их отличительные особенности.

Кинематические структуры некоторых станков состоят из нескольких типовых структур, тогда их именуют *частными структурами*. Если самая сложная частная структура включает в себя все остальные частные структуры, то одновременно она будет являться и *общей* кинематической структурой станка.

Так, на зубофрезерных станках многих моделей можно нарезать червячной фрезой косозубые цилиндрические колеса методом диагональной подачи (см. гл. 12, т. 2) при использовании частной и одновременно общей кинематической структуры станка класса С36, которая включила в себя частную структуру класса С24, применяемую при нарезании такого же колеса методом продольной подачи, частную структуру класса К23, предназначенную для нарезания прямозубых колес (см. рис. 2.3,з), и частную структуру С12, используемую при нарезании червячных колес методом радиального врезания.

Это следует учитывать при выборе последовательности в изучении сложных кинематических схем станков, определяя сначала формообразующие группы, относящиеся к менее сложной типовой структуре, и лишь в конце — к самой сложной, а не наоборот.

Кинематическая структура станка в целом включает в себя группы разного назначения, а основную часть ее составляют группы формообразования, деления и врезания.

Эти и другие группы могут иметь общий источник движения (двигатель) или общий рабочий орган (подвижное звено исполнительный кинематической пары) и поэтому должны быть соединены между собой. Характер межгрупповых связей зависит от способа соединения групп.

3.4. Способы соединения кинематических групп

На способ соединения групп существенное влияние оказывает фактор одновременности или неодновременности их работы. Одновременно всегда работают только группы формообразования, и способ их соединения зависит от того, имеют ли они только общий двигатель или только рабочий орган, или и то и другое вместе. Рассмотрим эти случаи на примере упрощенных структур зубодолбежных и зубофрезерных станков.

1. Группы формообразования зубодолбежного станка $\Phi_v(P_1)$ и $\Phi_s(B_2B_3)$ (см. рис. 2.3,д) имеют общий двигатель M (рис. 3.3).

Кинематическая группа движения резания $\Phi_v(P_1)$ имеет во внутренней связи поступательную кинематическую пару (ПКП), а внешняя связь представляет собой цепь от двигателя M до подвижного звена ПКП — штосселя долбяка: $M-1-i_v-2-K_d-P_1$.

В кинематической группе движения подачи $\Phi_s(B_2B_3)$ внутренней связью является цепь: $B_2-3-i_x-P_1-B_3$, а внешней — цепь $M-1-i_v-2-i_s-P_2-3$ (точка присоединения связей).

Группы $\Phi_v(P_1)$ и $\Phi_s(B_2B_3)$ соединяются общим участком $M-1-i_v-2$ в обеих внешних связях.

2. Группы формообразования зубофрезерного станка $\Phi_v(B_1B_2)$ и $\Phi_s(P_3B_4)$ имеют общий рабочий орган — шпиндель заготовки, когда на нем нарезается червячной фрезой не прямозубое (см. рис. 2.3,з), а косозубое колесо, у которого направляющей производящей линией будет не прямая, а винтовая линия, и для ее образования заготовка должна получить дополнительное вращение, согласо-

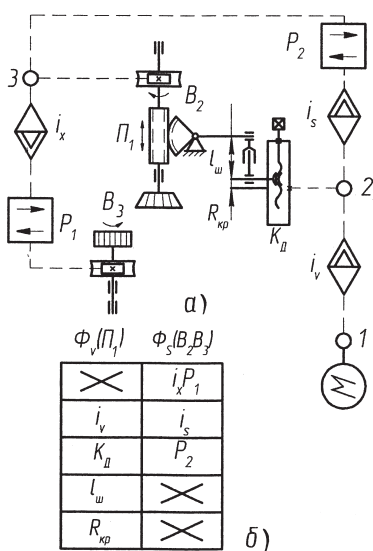


Рис. 3.3. Кинематическая структура зубодолбежного станка (а) и органы ее настройки (б)

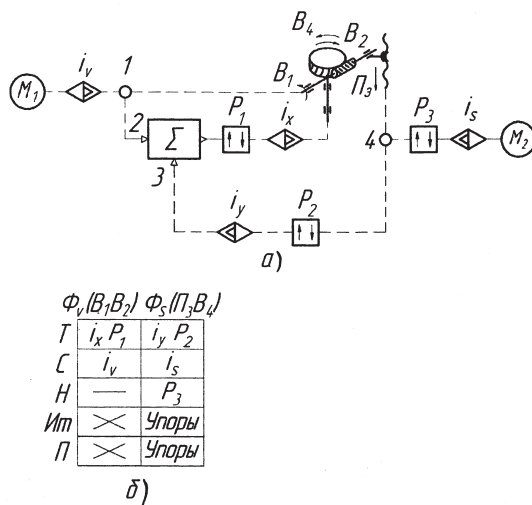


Рис. 3.4. Кинематическая структура зубофрезерного станка с отдельными двигателями для групп формообразования (а) и органы ее настройки (б)

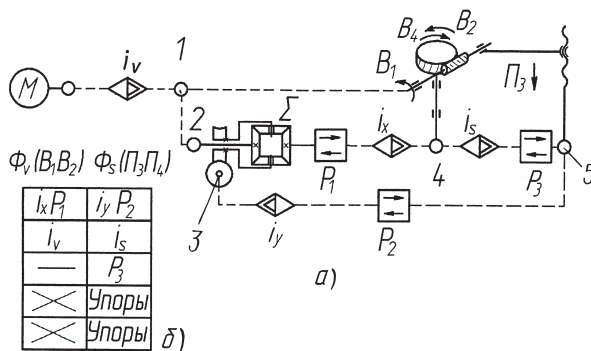


Рис. 3.5. Кинематическая структура зубофрезерного станка с общим двигателем для групп формообразования (а) и органы ее настройки (б)

ванное с перемещением фрезы P_3 (см. гл. 12, т. 2). Для этого во внутренних связях обеих групп необходим суммирующий механизм (рис. 3.4).

Внутренняя связь группы $\Phi_v(B_1B_2)$ — это цепь $B_1-1-2-\Sigma-P_1-i_x-B_2$, а внешняя цепь M_1-i_v-1 (точка присоединения связей). В группе $\Phi_s(P_3B_4)$ внутренняя цепь $P_3-4-P_2-i_y-3-\Sigma-P_1-i_x-B_4$ и внешняя $M_2-i_s-P_3-4$ (точка присоединения связей).

Кинематические группы $\Phi_v(B_1B_2)$ и $\Phi_s(P_3B_4)$ имеют общий участок $\Sigma-P_1-i_x-B_2$ (B_4) во внутренних связях обеих групп.

3. Те же группы формообразования зубофрезерного станка имеют общий двигатель и шпиндель заготовки (рис. 3.5).

Для удобства сравнения внутренние и внешние связи групп размещены в табл. 3.5 и линиями подчеркнуты общие участки групп в обеих связях.

3.5. Связи групп формообразования зубофрезерного станка

Группа	Внутренняя связь	Внешняя связь
$\Phi_v(B_1B_2)$	$B_1-1-2-\Sigma-P_1-i_x-4-B_2$	$M-i_v-1$ (точка присоединения связей)
$\Phi_s(P_3B_4)$	$P_3-5-P_2-i_y-3-\Sigma-P_1-i_x-4-B_4$	$M-i_s-1-2-\Sigma-P_1-i_x-4-i_s-P_3-5$ (точка присоединения связей)

Из табл. 3.5 видно, что внешняя связь группы подачи $\Phi_s(P_3B_4)$ оказывается очень развитой и включает в себя внешнюю связь группы $\Phi_v(B_1B_2)-M-i_v-1$, участок ее внутренней связи — $1-2$, общий участок внутренних связей обеих групп $\Sigma-P_1-i_x-4$ и, наконец, участок $4-i_s-P_3-5$, которого не было на рис. 3.4 и в котором расположены органы настройки данной группы.

Это объясняется прежде всего тем, что для медленного движения $\Phi_s(P_3B_4)$ целесообразно во внешней связи использовать редукцию скорости в группе $\Phi_v(B_1B_2)$, в которой участок i_x-4-B_2 является самым тихоходным.

Чтобы нагляднее убедиться в том, что участок $4-i_s-P_3-5$ является составной частью внешней связи группы $\Phi_s(P_3B_4)$, суммирующий механизм на рис. 3.5 представлен конструктивной схемой дифференциала с коническими колесами (см. п. 3.5). Входами дифференциала, через которые заготовка получает враще-

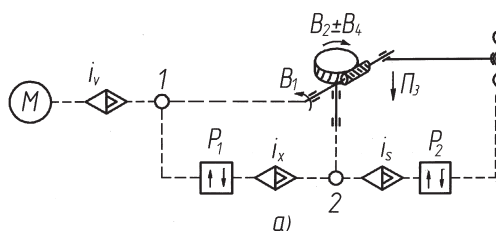
ния B_2 и B_4 , являются соответственно левое центральное коническое колесо (точка 2) и корпус дифференциала с установленным на нем червячным колесом (точка 3). Червячная передача является самотормозящей, т.е. червяк всегда ведущий, а колесо ведомое, и если прервать цепь между точками 4 и 5, то прервется и работа группы подачи $\Phi_s(\Pi_3 B_4)$.

Таким образом, группы формообразования, имеющие общий только двигатель, соединяются во внешних связях, только рабочий орган — во внутренних, а при общих двигателе и рабочем органе — и во внешних и во внутренних связях.

При общем двигателе для групп формообразования на рис. 3.5 возможна и бездифференциальная структура (рис. 3.6), в которой дополнительный поворот заготовки B_4 для получения правой или левой винтовой линии зуба алгебраически, с высокой точностью, суммируется с B_2 в движении обката — $\Phi_v(B_1 B_2 \pm B_4)$. При этом второе движение становится простым — $\Phi_s(\Pi_3)$, но математически связанным с движением B_4 и соответственно с группой $\Phi_v(B_1 B_2 \pm B_4)$. Поэтому в отличие от дифференциальной структуры, в которой суммирование осуществляется механически и прерывание перемещения Π_3 автоматически исключит доворот заготовки B_4 , в бездифференциальной даже кратковременный останов движения Π_3 недопустим.

Что касается соединения групп, то и в этом случае внешняя связь группы $\Phi_s(\Pi_3)$ пройдет через внешнюю связь первой группы (участок $M-i_v-1$), часть ее внутренней связи (участок $1-P_1-i_x-2$) и свой участок с органами настройки на скорость и направление $2-i_s-P_2-\Pi_3$.

Кинематическими группами, не работающими одновременно, но всегда имеющими общий рабочий орган (шпиндель заготовки), являются группы формообразования и деления. Их соединение осуществляется одним из трех способов: *последовательным, параллельным или смешанным*. Как правило, эти группы имеют и общий двигатель, но существенного влияния на структуру станка этот фактор не оказывает и поэтому в дальнейшем не учитывается.



$\Phi_v(B_1 B_2 \pm B_4) \quad \Phi_s(\Pi_3)$

T	$i_x P_1$	$\times$
C	i_v	i_s
H	—	P_2
$Ип$	$\times$	Упоры
$П$	$\times$	Упоры

б)

Рис. 3.6. Бездифференциальная структура зубофрезерного станка (а) и органы ее настройки (б)

Ниже приведены упрощенные частные структуры зубошлифовального станка при шлифовании прямозубого цилиндрического колеса дисковым обкатным шлифовальным кругом (см. рис. 2.3, ж), отличающиеся способом соединения кинематической группы $\Phi_{s2}(B_3 \Pi_4)$, образующей эвольвентный профиль зуба, и группы деления $D(B_5)$, в которых движения B_3 и B_5 совершает шпиндель заготовки. Напомним, что в сложном движении обката вращение заготовки B_3 и ее перемещение вместе со столом Π_4 соответствуют качению без проскальзывания делительной окружности шлифуемого колеса по неподвижной средней линии рейки,

имеющей один зуб — трапецевидный профиль шлифовального круга.

1. При последовательном способе соединения групп $\Phi_{s2}(B_3\Pi_4)$ и $D(B_5)$ (рис. 3.7) во внутренней связи группы обката должен быть размещен *разрывной механизм* (на схеме это двухсторонняя однопазовая кулачковая муфта Б), который и обеспечивает *последовательную* работу этих групп.

При левом положении муфты Б и выключенной муфте А работает группа $\Phi_s(B_3\Pi_4)$. Ее внутренняя связь $B_3-3-i_x-2-\Pi_4$ с органом настройки на траекторию (i_x) и внешняя $M-1-i_s-P-2$ (точка присоединения связей) с органами настройки на скорость (i_s) и направление (Р). По окончании шлифования одной впадины вспомогательным движением $Всп(\Pi_6)$ круг будет отведен от заготовки, а муфта Б переместится вправо. Одновременно с ней включится муфта А, а фиксатор освободит делительный диск и начнет работу группа деления $D(B_5)M-1-D_d-i_{дел}-4-B_5$.

В этой цепи делительный диск (D_d) является звеном отсчета. Он имеет один паз, в который входит подпружиненный фиксатор и останавливает диск после завершения им одного оборота, во время которого настройкой $i_{дел}$ заготовка поворачивается на $1/z$ часть оборота. Одновременно с остановкой делительного диска должно произойти переключение муфт А и Б в обратном порядке, подвод круга и включение реверса Р, чтобы шлифовать следующую впадину при обкате в обратном направлении (рис. 3.7, в).

2. При параллельном способе соединения групп $\Phi_{s2}(B_3\Pi_4)$ и $D(B_5)$ (рис. 3.8) во внутренней связи группы обката должен быть *суммирующий механизм*. По завершении обработки одной впадины внутренняя связь группы $\Phi_{s2}(B_3\Pi_4)B_3-\Sigma-3-i_x-2-\Pi_4$ не прерывается, а параллельно с ней через второй вход суммирующего механизма (точка 4) группой $D(B_5)$ по цепи $M-1-D_d-i_{дел}-4-\Sigma-B_5$ заготовке сообщается дополнительный поворот на $1/z$ часть оборота. Включение и выключение вспомогательного движения $Всп(\Pi_6)$ и реверсирование движения обката проводятся в той же последовательности, как и при первом способе соединения групп.

3. При смешанном (параллельно-последовательном) способе соединения групп реверс в группе обката из внешней связи переводится во внутреннюю связь для реверсирования перемещения стола при неизменном направлении вращения заготовки. Процесс формообразования (качение делительной окружности по средней линии рейки) становится возможным лишь при одном направлении перемещения стола, и появляется холостой ход — возврат стола в исходное положение, а работа станка приобретает цикловой характер с управлением, на-

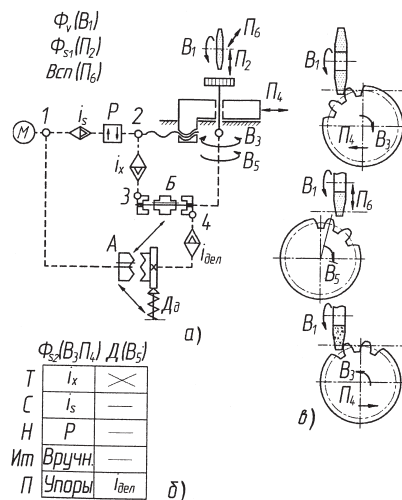


Рис. 3.7. Последовательный способ соединения групп:

а — упрощенная структура станка; б — органы настройки; в — схема шлифования зубьев

зубчатых колес с наружным и внутренним зацеплениями. При постоянном направлении вращения ведущего звена (вщ) реверсирование составного зубчатого колеса и ведомого вала (вд) наступает в момент перехода зубчатого колеса, сидящего на ведущем валу, от сцепления с внешним контуром подковы с внутренними зубьями к сцеплению с внутренним контуром подковы с наружными зубьями (см. гл. 13, т. 2). Для настройки $i_{\text{дел}}$ в группе Д(В₃) отсчетным звеном является барабан управления (БУ), за один оборот которого совершается один цикл, и, следовательно, заготовка должна повернуться на z_i/z часть оборота.

3.5. Кинематическая настройка станков

Под кинематической настройкой станков понимают настройку необходимых параметров во всех кинематических группах, входящих в состав кинематической структуры станка, для получения изделия с определенными параметрами при заданных режимах обработки. Если данная структура станка является частной, то не участвующие в работе кинематические группы должны быть отключены.

Основные приемы настройки применительно к станкам с механическими связями покажем на примере упрощенных типовых структур, приведенных в предыдущем параграфе, для которых настраиваемые параметры в группах и соответствующие им органы настройки представлены в табличной форме.

Органы настройки, условно показанные в виде ромба со стрелкой внутри и расположенные во внешних и внутренних связях, означают, что в соответствующих цепях на кинематической схеме станка, наряду с постоянными передачами, предусмотрен участок с регулируемым передаточным отношением, зависящим от параметров изделия или режимов обработки, благодаря которому и изменяется (настраивается) передаточное отношение всей цепи. Стрелка внутри ромба указывает на направление передаваемого органом настройки движения от двигателя, что имеет значение как при определении его передаточного отношения, так и при непосредственной наладке станка.

В станках передаточное отношение между ведущим (1) и ведомым (2) валами с установленными на них зубчатыми колесами соответственно z_1 и z_2 принято считать, что $i_{1-2} = n_2/n_1 = z_1/z_2$, а не наоборот, как это определено в классической теории механизмов и машин.

Формулы для расчета передаточного отношения органа настройки определяются по кинематической схеме станка поэтапно в следующей последовательности.

1. В зависимости от назначения органа настройки намечается проходящая через него *расчетная цепь* (РЦ).
2. Устанавливаются *расчетные перемещения* (РП) для конечных звеньев этой цепи.
3. В соответствии с расчетными перемещениями составляется *уравнение кинематического баланса* (УКБ), из которого и находится искомая формула.

Выбор расчетной цепи зависит от того, в какой связи кинематической группы расположен данный орган настройки.

Если он расположен *во внутренней связи*, то расчетная цепь *всегда совпадает* со структурной, и ее конечными звеньями являются подвижные звенья исполни-

тельных кинематических пар. Например, для органов i_x и i_y в структуре станка на рис. 3.4 расчетными цепями будут соответственно кинематические цепи с конечными звеньями: шпиндель фрезы — шпиндель заготовки и суппорт фрезы — шпиндель заготовки. Для органа настройки, расположенного *во внешней связи* кинематической группы, расчетная цепь в большинстве случаев *не совпадает* со структурной, и при ее выборе следует исходить из назначения данного органа настройки.

Органы настройки i_o и i_s на структурных схемах предназначены для настройки движений на скорость резания и подачу, соответствующие данному технологическому процессу.

Скорость резания, выбираемая из справочников по режимам резания и измеряемая в м/мин при лезвийной обработке и в м/с при абразивной, пересчитывается в соответствующую частоту вращения инструмента или заготовки по формулам: $n = 1000 v / (\pi d)$ (мин⁻¹) и $n = 60 \cdot 1000 v / (\pi d)$ (мин⁻¹), где d — диаметр инструмента или заготовки, мм. Тогда конечными звеньями расчетных цепей будут двигатель и шпиндель инструмента или заготовки.

При возвратно-поступательном движении инструмента, как, например в структуре на рис. 3.3, скорость резания пересчитывается в число двойных ходов в минуту долбяка по формуле $n = 1000 v / 2l$ (дв.х/мин), где l — длина хода долбяка в мм, а конечными звеньями расчетной цепи будут двигатель и кривошипный диск, так как за его один оборот долбяк совершает один двойной ход.

Расчетную цепь для органа настройки i_s выбирают, учитывая вид подачи (линейная или круговая) и наличие или отсутствие у кинематической группы подачи общего двигателя с группой скорости резания.

При отдельном двигателе линейная подача имеет размерность мм/мин, и конечными звеньями расчетной цепи будут двигатель и подвижное звено поступательной кинематической пары. Например, в группе $\Phi_s(P_3B_4)$ на рис. 3.4 расчетной цепью для органа i_s будет цепь $M_2-i_s-P_3-4-P_3$, а в группе $\Phi_{s2}(B_3P_4)$ на рис. 3.7 и 3.8 — цепь $M-I-i_s-P-2-P_4$.

При общем двигателе линейная подача имеет размерность мм/об или мм/дв.х (при возвратно-поступательном движении инструмента в группе скорости резания), и началом расчетной цепи для органа i_s будет не двигатель, а одна из исполнительных кинематических пар группы скорости резания. Так, в движении $\Phi_s(P_3B_4)$ на рис. 3.5 расчетной цепью для i_s будет цепь шпиндель заготовки $4-i_s-P_3-5-P_3$.

При круговой подаче, например в группе $\Phi_s(B_2B_3)$ на рис. 3.3, ее следует пересчитать по формуле S мм/дв.х/ $\pi m z_{\text{дол}}$ или S мм/дв.х/ $\pi m z_{\text{заг}}$, привода к повороту долбяка или заготовки, приходящемуся на 1 двойной ход долбяка. В этом частном случае возможны два варианта расчетной цепи: кривошипный диск — штоссель долбяка или кривошипный диск — шпиндель заготовки, которые в конечном счете должны привести к одному и тому же результату.

Если бы эта кинематическая группа имела отдельный двигатель, то в результате такого же пересчета круговой подачи с размерностью мм/мин были бы получены частоты вращения долбяка или заготовки, и начальным звеном в обоих вариантах расчетных цепей был бы двигатель.

В станках с цикловым режимом работы (см. рис. 3.9) минутная или оборот-

ная подача определяет продолжительность рабочего хода, от которого зависит общее время цикла ($T_{ц}$) работы станка. Конечными звеньями расчетной цепи для i_s будут двигатель и барабан управления.

Рассмотренные приемы носят общий характер и могут быть применены при настройке кинематических групп на траекторию и скорость.

Расчетные перемещения конечных звеньев любой расчетной цепи должны включать в себя количественный показатель перемещения, его размерность, а также название конечного звена и разделяться в записи знаком $\rightarrow$, заменяющим слово «соответствует». Они отражают закономерность согласования, которую должен обеспечить орган настройки, и являются основой для составления уравнения кинематического баланса.

В наших примерах органы настройки i_x и i_y настраивают траекторию сложных движений, при этом i_x во всех группах обеспечивает получение эвольвентного профиля методом обката.

В группе $\Phi_v(B_1B_2)$ на рис. 3.3 должны катиться без проскальзывания делительные окружности долбяка и заготовки (рис. 3.10, а). Если долбяку сообщить один оборот, то точка a пройдет путь, равный длине делительной окружности долбяка — $\pi m z_{\text{дол}}$, и такой же путь должна пройти точка b по делительной окружности заготовки.

Отсюда расчетные перемещения: 1 об. долбяка $\rightarrow z_{\text{дол}}/z_{\text{заг}}$ об. заготовки или, наоборот, 1 об. заготовки $\rightarrow z_{\text{заг}}/z_{\text{дол}}$ об. долбяка.

В группе $\Phi_v(B_1B_2)$ на рис. 3.4 и 3.5 катятся делительная окружность заготовки и средняя линия бесконечной рейки, имитируемой вращением фрезы (рис. 3.10, б). Если фрезе сообщить 1 оборот, то точка a пройдет путь, равный $k\pi m$, где k — число заходов фрезы, а заготовка должна повернуться на $k\pi m/\pi m z_{\text{заг}}$ часть оборота.

Расчетные перемещения в этом случае запишутся в виде: 1 об. фрезы $\rightarrow k/z_{\text{заг}}$ об. заготовки или 1 об. заготовки $\rightarrow z_{\text{заг}}/k$ об. фрезы.

В группе $\Phi_{s2}(B_3\Pi_4)$ на рис. 3.7—3.9 катятся делительная окружность заготовки и средняя линия рейки, только не за счет вращения фрезы, как это было в предыдущем примере, а при перемещении стола вместе с заготов-

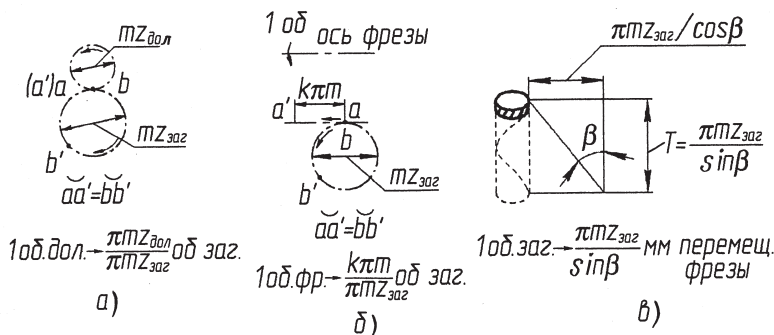


Рис. 3.10. Расчетные перемещения конечных звеньев расчетных цепей при получении: а — эвольвентного профиля на зубодолбежном станке; б, в — эвольвентного профиля и винтовой линии зуба на зубофрезерном станке

кой. Если стол переместить на L мм, то заготовка должна повернуться на $L/\pi m z_{\text{заг}}$ часть оборота.

Итак, расчетные перемещения: L мм перемещения стола $\rightarrow L/\pi m z_{\text{заг}}$ об. заготовки или 1 об. заготовки $\rightarrow \pi m z_{\text{заг}}$ мм перемещения стола.

В сложном движении $\Phi_s(\Pi_3 B_4)$ (см. рис. 3.4 и 3.5) орган настройки во внутренней связи i_y обеспечивает получение винтовой линии зуба нарезаемого колеса (рис. 3.10, в) при следующих расчетных перемещениях конечных звеньев: 1 об. заготовки $\rightarrow \pi m z_{\text{заг}}/\sin \beta$ мм перемещения фрезы или L мм перемещения фрезы $\rightarrow L \sin \beta/\pi m z_{\text{заг}}$ об. заготовки.

Обратим внимание на то, что кроме i_y для настройки на траекторию во внутреннюю связь введен и реверс, потому что винтовая линия может быть правого и левого направлений.

В группе обката $\Phi_v(B_1 B_2)$ этой же структуры присутствие реверса P_1 объясняется применением червячных фрез с разным направлением винтовых линий, отчего при одном и том же направлении вращения фрез перемещение имитируемых бесконечных реек происходит в разных направлениях. В группе же $\Phi_s(B_2 B_3)$ зубодолбежного станка (см. рис. 3.3) реверс P_1 необходим для нарезания колес с наружным и внутренним зацеплениями.

Нетрудно заметить, что расчетные перемещения для органов настройки на траекторию сложных движений формообразования аналогичны передаточным отношениям соответствующих механических передач, имитируемых инструментом и заготовкой: червяк—червячное колесо, колесо—рейка, винт—гайка и т.д.

Для органов настройки i_v и i_s расчетными перемещениями конечных звеньев являются: i_v — n мин⁻¹ двигателя $\rightarrow n$ мин⁻¹ инструмента или заготовки и n мин⁻¹

3.6. Расчетные перемещения конечных звеньев для органов настройки i_s

Вид подачи	Линейная	Круговая
Минутная (у группы Φ_s отдельный двигатель)	n мин ⁻¹ двигателя $\rightarrow S$ мм/мин перемещения подвижного звена исполнительной кинематической пары (ИКП)	n мин ⁻¹ двигателя $\rightarrow S/\pi D$ мин ⁻¹ подвижного звена исполнительной кинематической пары: где S и D — подача и диаметр окружности, на котором она задается
Оборотная (у групп Φ_s и Φ_v общий двигатель)	1 об. подвижного звена ИКП в группе $\Phi_v \rightarrow S$ мм перемещения подвижного звена ИКП в группе Φ_s	1 об. подвижного звена ИКП в группе $\Phi_v \rightarrow S/\pi D$ мин ⁻¹ подвижного звена ИКП в группе Φ_s
	1 дв. ход подвижного звена ИКП в группе $\Phi_v \rightarrow S$ мм перемещения подвижного звена ИКП в группе Φ_s	1 дв. ход подвижного звена ИКП в группе $\Phi_v \rightarrow S/\pi D$ мин ⁻¹ подвижного звена ИКП в группе Φ_s
Цикловая (продолжительность цикла, с)	i_s работает в течение всего цикла $t_{\text{ц}} = t_{\text{р.х}} + t_{\text{х.х}}$	$n_{\text{дв}} t_{\text{ц}}/60$ об. двигателя $\rightarrow 1$ об. БУ
	i_s работает только во время рабочего хода $t_{\text{р.х}}$	$n_{\text{дв}} t_{\text{р.х}}/60$ об. двигателя $\rightarrow \delta_{\text{р.х}}/360$ об. БУ, где $\delta_{\text{р.х}}$ — угол поворота БУ при рабочем ходе

двигателя $\rightarrow n$ дв.х/мин инструмента ($n \text{ мин}^{-1}$ кривошипа — при использовании в приводе кривошипных механизмов). Расчетные перемещения конечных звеньев для органов настройки i_s приведены в табл. 3.6.

Уравнение кинематического баланса (УКБ) выражает математическую связь между конечными звеньями расчетной цепи в конкретном станке по его кинематической схеме, содержащей необходимую для этого информацию об источниках движения и всех постоянных передачах. Оно составляется в последовательности, определяемой записью расчетных перемещений, и имеет следующую структуру:

$$\text{РП}_1 \cdot i_1 \cdot i_2 \dots i_{\text{наст}} \cdot i_3 \dots = \text{РП}_2,$$

где i_1, i_2, i_3 — передаточные отношения постоянных передач расчетной цепи.

Передаточное отношение органа настройки может быть записано в уравнении в виде $i_{\text{наст}}$ или $1/i_{\text{наст}}$, если оно соответствует передаче движения от ведомого звена органа настройки к ведущему. Какое из звеньев является ведущим, устанавливается по кинематической схеме, следуя по цепи передачи движения от двигателя к органу настройки. Например, в структуре на рис. 3.3 при записи УКБ для органа настройки i_x от B_2 к B_3 (1 об. долбяка $\rightarrow z_{\text{дол}}/z_{\text{заг}}$ об. заготовки) следует указывать i_x , а от B_3 к B_2 (1 об. заготовки $\rightarrow z_{\text{заг}}/z_{\text{дол}}$ об. долбяка), наоборот, $1/i_x$, так как ведущим звеном в органе i_x будет звено со стороны точки 3, в которой внешняя связь соединяется с внутренней.

Формула для расчета передаточного отношения $i_{\text{наст}}$, полученная из УКБ, не должна зависеть от того, какое из конечных звеньев расчетной цепи выбрано первым.

Обратим внимание на характерные ошибки, допускаемые при составлении УКБ.

Знак равенства в уравнении обязывает к совпадению размерностей в его правой и левой частях, и это следует проверять при его составлении. Неправильность может состоять в том, что не учтен механизм преобразования вращательного движения в поступательное (шаг винта, длина окружности реечного колеса — $\pi m z$, шаг спирали кулачка и т.д.).

Другой характерной ошибкой является пропуск в УКБ или указание неправильного передаточного отношения суммирующего механизма, в качестве которого наибольшее распространение в станках получили дифференциалы с цилиндрическими или коническими колесами (рис. 3.11).

Центральные колеса z_1 и z_4 закреплены на соосных валах I и II сцепленных между собой сателлитами z_2 и z_3 , ось которых закреплена в корпусе (рис. 3.11, а) или на крестовине (рис. 3.11, б и в). Корпус и крестовина с осями и опорами образуют водило III, вращающееся вокруг той же оси, что и колеса z_1 и z_4 . Валы I, II и водило являются тремя входами-выходами дифференциала, и при подключении двух из них к цепям суммируемых вращений третий будет выходом, вращающимся с частотой, равной алгебраической сумме входных вращений с учетом передаточных отношений между каждым входом и выходом в самом дифференциале.

Эти передаточные отношения определяются по формуле Виллиса, которая для конкретного механизма выводится следующим образом.

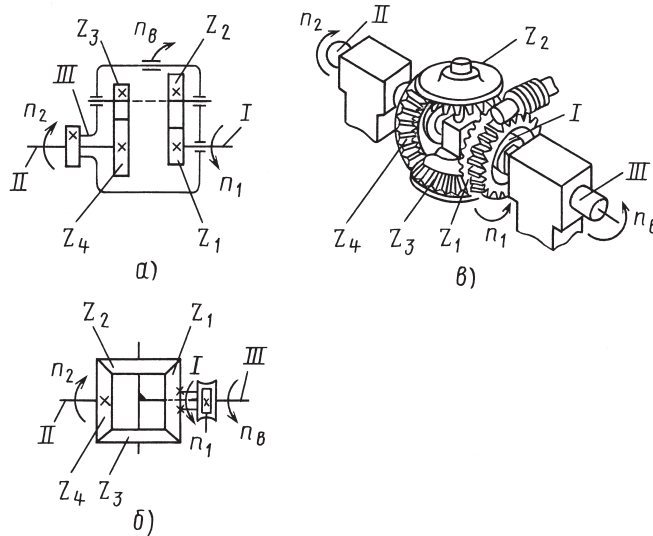


Рис. 3.11. Дифференциальные механизмы:
а — с цилиндрическими колесами; б, в — с коническими колесами

Записывается передаточное отношение между валами центральных колес, например валами I и II на рис. 3.11, а, в предположении, что всему механизму сообщается вращение вокруг центральной оси с частотой, равной частоте вращения водила, но в обратном направлении. При этом водило будет как бы неподвижно и дифференциал превратится в зубчатый механизм с неподвижными осями, для которого

$$i_{I-II} = \frac{n_2 - n_B}{n_1 - n_B} = \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}.$$

Эта зависимость при учете направления вращения валов I и II является формулой Виллиса, представляемой в виде

$$\frac{n_2 - n_B}{n_1 - n_B} = \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4} (-1)^m,$$

где m — число наружных зацеплений (в данном случае $m = 2$).

Для дифференциала на рис. 3.11, б, в котором $z_1 = z_2 = z_3 = z_4$, формула Виллиса принимает вид

$$\frac{n_2 - n_B}{n_1 - n_B} = -1.$$

Знак «+» или «-» в правой части означает, что при остановленном водиле ($n_B = 0$) валы I и II вращаются соответственно в одном направлении или в разных.

Чтобы определить передаточное отношение между двумя любыми входами-выходами, достаточно в формуле Виллиса частоту вращения третьего приравнять

нулю. Так, в коническом дифференциале на рис. 3.11, б при $n_b = 0$ передаточное отношение между валами I и II равно единице независимо от направления следования через дифференциал, т.е. $i_{1-2} = i_{2-1} = 1$. При остановленном I (или II) вале, т.е. при $n_1 = 0$ ($n_2 = 0$), передаточные отношения $n_{b-2}(n_{b-1})$ не равны $n_{2-b}(n_{1-b})$ и составляют

$$n_{b-2} = n_2/n_b = 2 \text{ и } n_{2-b} = n_b/n_2 = 1/2.$$

В заключение отметим, что в качестве суммирующих механизмов используются не только механизмы планетарного типа (дифференциалы), но и отдельные передачи — червячные, винтовые, реечные, рычажные и т.п., в которых одно из звеньев передачи имеет две степени свободы.

Настройка движений на направление, исходное положение и путь осуществляется в таком составе в движениях с незамкнутой траекторией. В движениях с замкнутой траекторией необходима лишь настройка на направление, которая может быть реализована применением реверсируемого двигателя, введением в одну из передач паразитного колеса или дополнительной передачи между двумя валами (рис. 3.12). Иногда от теоретически необходимой настройки на направление отказываются, чтобы исключить, например, при шлифовании отбрасывание шлама или при фрезеровании (см. рис. 3.4, б; 3.5, б) стружки в нежелательном направлении.

В простом движении с незамкнутой траекторией изменение направления осуществляется теми же средствами, что и в движениях с замкнутой траекторией, а для настройки на путь и исходное положение чаще всего применяют регулируемые упоры, воздействующие на конечные выключатели. При использовании в поступательном движении, например $\Phi_v(\Pi_1)$ на рис. 3.3, кривошипного меха-

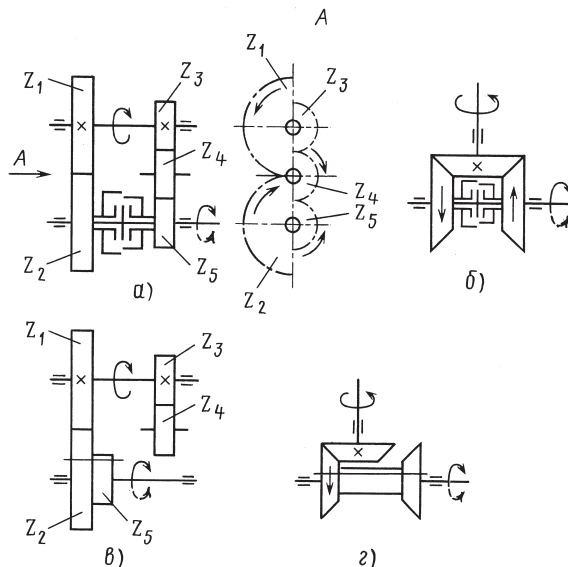


Рис. 3.12. Механизмы изменения направления вращения:

а, б — двухсторонними фрикционными муфтами; в, г — передвижными зубчатыми блоками

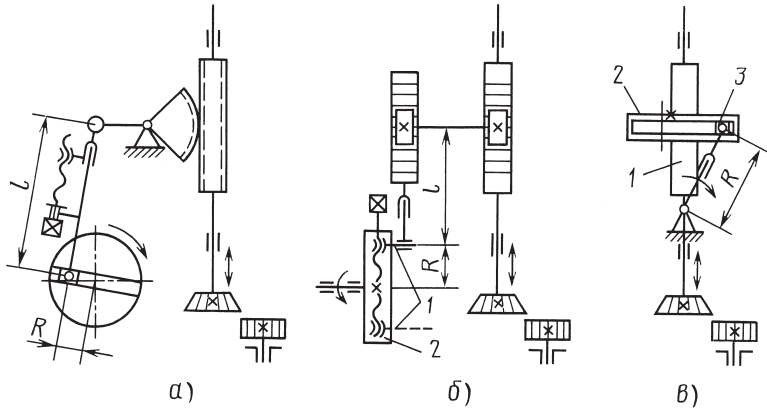


Рис. 3.13. Схемы кривошипных механизмов зубодолбежных станков:
 а, б — кривошипно-шатунный; в — кривошипно-ползунный

низма (рис. 3.13) настройка указанных параметров осуществляется изменением геометрических параметров его отдельных звеньев.

Настройка на путь обеспечивается изменением радиуса R кривошипа, а исходное положение — изменением длины l раздвижного шатуна (рис. 3.13, а и б) или смещением штосселя долбяка 1 относительно разрезного хомута 2, в пазу которого перемещается камень 3 (рис. 3.13, в). Органа же настройки на направление не требуется, так как возвратно-поступательный характер движения ведомого звена механизма остается неизменным при любом направлении вращения кривошипа.

Однако иногда возникает необходимость нарезать зубья при движении долбяка не сверху вниз, а, наоборот, снизу вверх, т.е. поменять местами рабочий ход и холостой. Так как во время холостого хода отдельным вспомогательным движением, согласованным с вращением кривошипного диска, осуществляется радиальный отвод-подвод долбяка или заготовки, то в случае такой необходимости следует перевести палец 1 в диаметрально противоположную точку кривошипного диска 2 (рис. 3.13, б).

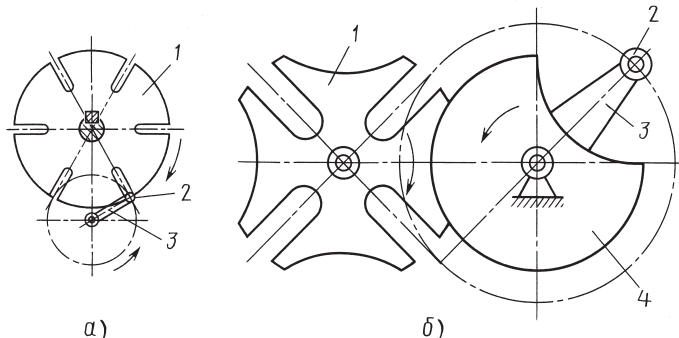


Рис. 3.14. Схемы мальтийских механизмов с шестью (а) и четырьмя (б) пазами мальтийского креста

В простом незамкнутом движении деления, например $D(B_5)$ (см. рис. 3.7, 3.8), настраивают исходное положение (для равномерного распределения припуска на обработку) и путь с необходимой точностью. В качестве отсчетного звена, наряду с делительными дисками, часто используются мальтийские механизмы (рис. 3.14), в которых за один оборот кривошипа (поводка) 3 с пальцем (цевкой) 2 осуществляется поворот мальтийского креста 1 на $1/z$ часть оборота, где z — число пазов креста.

Особенностью настройки исходного положения сложных движений с незамкнутой траекторией является то, что для установки в нужное положение каждого из подвижных звеньев исполнительных кинематических пар иногда требуется прерывание цепей, входящих в состав внутренней связи сложной группы.

3.6. Структурный анализ кинематической схемы станка

Исходными данными для такого анализа являются форма образуемой (обработанной) поверхности и форма режущей кромки инструмента, с помощью которого она получается. Структурный анализ проводится в следующей последовательности.

1. По сечениям образуемой поверхности в поперечном и продольном направлениях определяются формы ее производящих линий.

2. Сравнением форм линий и режущей кромки инструмента устанавливают метод получения поверхности и, следовательно, количество и характер необходимых для этого движений формообразования. При этом важно представлять, весь ли контур или точка режущей кромки инструмента участвует в образовании производящей линии, так как при участии контура возможными методами являются метод копирования или обката, а при участии точки — следа или касания.

3. Выясняется необходимость в движениях деления, врезания и вспомогательных для получения на данном станке обработанной детали.

4. По характеру движения (простое или сложное) и траектории (замкнутая или незамкнутая) определяют количество настраиваемых параметров и соответственно число ожидаемых органов настройки в станке для каждого из установленных движений.

Этим завершается предварительный этап структурного анализа, на основании которого проводится анализ непосредственно кинематической схемы станка.

5. Находятся кинематические группы, определяющие основу кинематической структуры станка, т.е. сначала группы формообразования, соответствующие движениям скорости резания и подачи, а затем остальные (если они есть) группы — деления, врезания и вспомогательные.

Поиск группы на схеме следует начинать не с двигателя, а с отыскания ее *внутренней связи*, а затем внешней. В простом движении внутренняя связь — это исполнительная кинематическая пара, подвижным звеном которой является рабочий орган; в сложном — две и более кинематические пары и соответственно одна и более кинематическая цепь с органами настройки сложного движения на траекторию.

Внешняя связь группы скорости резания всегда берет начало от двигателя наибольшей мощности, а у других групп она может быть как от этого же двигателя, так и от отдельного, если их несколько на кинематической схеме станка. Во внешней связи должны располагаться органы настройки всех теоретически ожидаемых параметров, кроме траектории. В большинстве случаев это органы настройки групп на скорость и направление.

6. Проводятся расчеты, связанные с кинематической настройкой станка.

В результате такого анализа может оказаться, что данная структура является общей для данного станка, а может и частной, если на нем можно получать и другие поверхности. Структурный анализ кинематической схемы с другим набором кинематических групп проводится в точно такой же последовательности. Этот же порядок действий может быть использован и при синтезе кинематической структуры, когда разрабатывается новый станок, особенно со сложной кинематикой.

Обработка деталей резанием на станках с немеханическими связями производится теми же инструментами, что и на механических станках, поэтому при одинаковых формах образуемой поверхности и режущей кромки инструмента состав и характер всех необходимых движений на них будет один и тот же, но при использовании разных средств настройки их параметров.

Так, в станках с ЧПУ все исполнительные кинематические пары оснащены отдельными источниками движения (двигателями) независимо от характера движения, в котором участвует подвижное звено данной пары. Перемещения подвижных звеньев поступательных пар задаются в управляющей программе в виде чисел, соответствующих количеству импульсов с определенной ценой дискретного перемещения, поэтому все соединения и передачи между двигателем и парой должны быть беззазорными, а привод в целом должен обладать достаточно высокой жесткостью.

При управлении вращательной парой дискреты задаются в угловых единицах. Количество дискрет определяет путь поступательного или вращательного движения, а частота их следования — скорость. Приводы оснащаются датчиками обратной связи по скорости и положению, сигналы с которых поступают в систему ЧПУ для контроля параметров движений в соответствии с расчетными перемещениями конечных звеньев расчетных цепей.

Конструкции станков с ЧПУ значительно проще механических станков, так как сокращается протяженность цепей и меняется характер межгрупповых связей, не нуждающихся в дифференциалах, реверсах, делительных дисках, механических органах настройки параметров и т.д.

3.7. Основные передачи и механизмы кинематических цепей

Любой металлорежущий станок с механическими связями или их участками имеет механические кинематические цепи, предназначенные для передачи движения и силы (т.е. энергии) исполнительным органам станка, а в сложных кинематических группах еще и для функционального согласования скоростей (перемещений) их исполнительных органов.

Механическая кинематическая цепь в общем виде представляет собой совокупность механических звеньев, передач, механизмов и устройств, соединяемых друг с другом и предназначенных для выполнения разнообразных функций в станках, связанных с регулированием, управлением и координацией всех исполнительных движений станка. К таким функциям относятся: передача движения от одного звена к другому; преобразование одного вида движения в другой; регулирование передаточного отношения цепи; реверсирование, суммирование, дозирование, прерывание и восстановление движений; фиксирование органов и узлов станка; предохранение органов и звеньев станка от перегрузок; обеспечение беззазорности в цепях и жесткого соединения двух звеньев в единое звено и др.

Для реализации той или иной функции в станках применяют разные устройства и механизмы, исполняющие либо одну функцию, либо одновременно несколько.

1. В механизмах станков для передачи движения от одного звена к другому служат (рис. 3.15) *ременные, цепные, зубчатые, реечные, винтовые* и другие *передачи*, причем лишь некоторые из них могут преобразовывать один вид движения в другой. По принципу действия механические передачи подразделяют на передачи трения и зацепления. К передачам трения относятся ременные передачи с плоским (рис. 3.15, а), клиновидным (рис. 3.15, б), поликлиновидным (рис. 3.15, в) и круглым ремнем, а к передачам зацепления — зубчато-ременные (рис. 3.15, г), цепные (рис. 3.15, д), зубчатые и др. Каждая передача содержит ведущее и ведомое звенья, а ременные и цепные передачи к тому же еще и гибкий элемент между ними — приводной ремень или приводную цепь.

Среди зубчатых передач наибольшее распространение имеют цилиндрические передачи с прямыми (рис. 3.15, е), косыми (рис. 3.15, ж, з) и шевронными (рис. 3.15, и) зубьями, конические передачи с прямыми (рис. 3.15, к) и дуговыми (рис. 3.15, л) зубьями и червячные передачи (рис. 3.15, м). Зубчатые, ременные и цепные передачи предназначены для передачи вращательного движения, ибо они имеют только вращательные звенья. Причем у всех этих передач, за исключением червячной, ведущим звеном может быть любое из двух, а у червячной — только червяк.

Реечные и винтовые передачи образуют кинематическую пару, у которой одно звено вращательное, а сопряженное с ним — поступательное. Поэтому эти передачи предназначены не только для передачи движения, но и для преобразования вращательного движения в поступательное. Среди реечных передач находят применение реечная с зубчатым цилиндрическим колесом (рис. 3.15, н) и червяком двух типов — цилиндрическим (скольжения) (рис. 3.15, о) и гидростатическим (рис. 3.15, п). Винтовую передачу образует пара винт—гайка, которая может быть трех типов — скольжения (рис. 3.15, р), качения (рис. 3.15, с, см. также рис. 5.86) и гидростатической.

Условные обозначения перечисленных выше передач на кинематических схемах приведены в табл. 3.7.

Каждая из перечисленных передач характеризуется основным кинематическим параметром, определяющим соотношение движений между их звеньями. Для вращательных передач таким параметром является их передаточное число

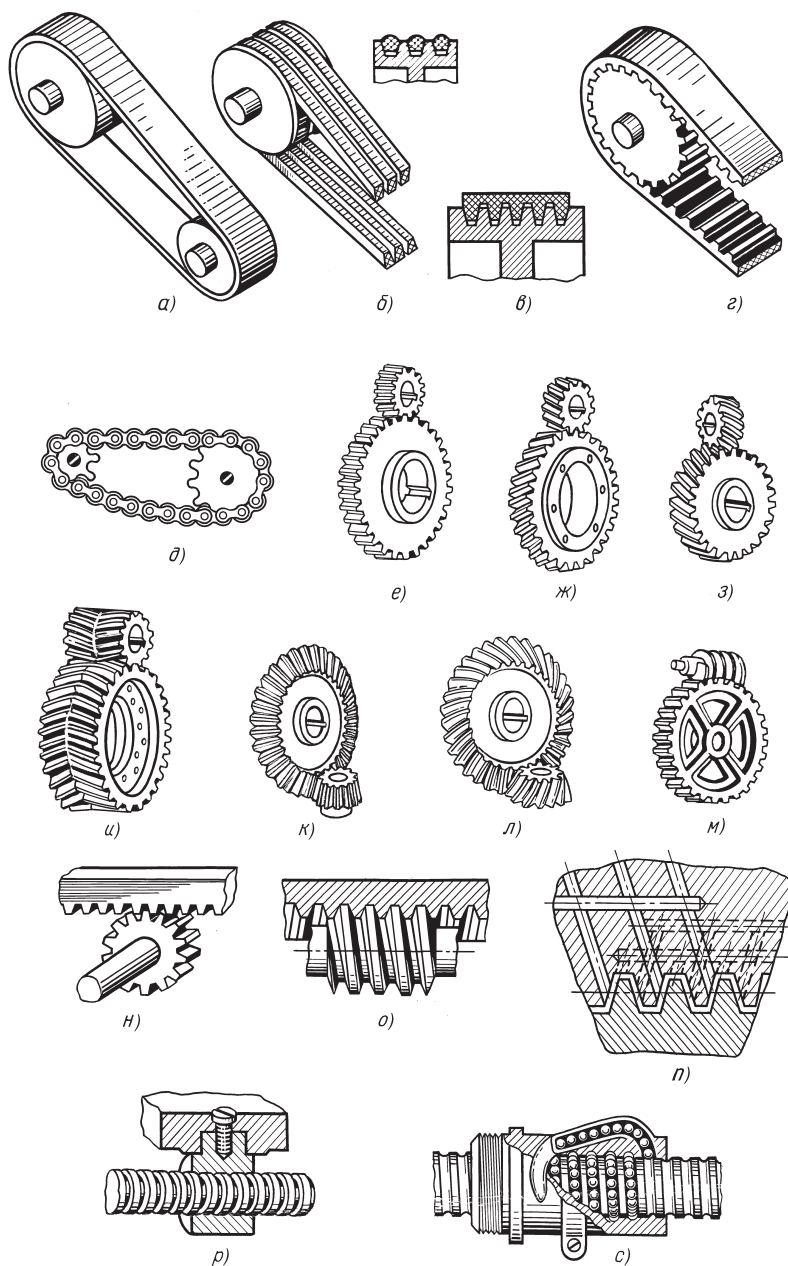
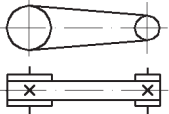
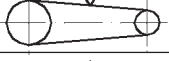
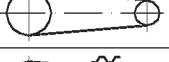
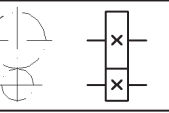
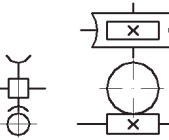
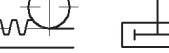


Рис. 3.15. Механические передачи движения:

а — плоским ремнем; б — клиновидным ремнем; в — поликлиновидным ремнем; г — зубчато-ременная; д — цепная; е — цилиндрическая с прямыми зубьями; ж, з — цилиндрическая с косыми и винтовыми зубьями; и — цилиндрическая с шевронными зубьями; к — коническая с прямыми зубьями; л — коническая с дугowymi зубьями; м — червячная; н — реечная с цилиндрическим колесом; о — реечная с цилиндрическим червяком; п — реечная гидростатическая; р — винтовая скольжения; с — винтовая качения

3.7. Условные обозначения передач

№ п/п	Наименование	Условные обозначения передач на кинематических схемах станков
1	Передача ремнем: без уточнения типа ремня	
	плоским	
	клиновидным	
	круглым	
	зубчатым	
2	Передача цепью. Общее обозначение без указания типа цепи	
3	Передачи зубчатые (цилиндрические). Внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
4	Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические. Общее обозначение без уточнения типа зубьев	
5	Червячные передачи с цилиндрическим червяком	
6	Винт, передающий движение	
7	Гайки на винте, передающем движение: неразъемная	
	неразъемная с шариками	
	разъемная	
8	Передачи зубчатые реечные. Общее обозначение без уточнения типа зубьев	

i , которое указывает на отношение частоты вращения ведущего звена $n_{\text{вщ}}$ к частоте вращения ведомого звена $n_{\text{вм}}$; $i = n_{\text{вщ}}/n_{\text{вм}}$. Однако при расчете движений и составлении уравнений кинематического баланса кинематических цепей удобнее пользоваться передаточным отношением i , т.е. величиной, обратной пере-

даточному числу $i = 1/u = n_{\text{вм}}/n_{\text{вщ}}$. Так как частоты вращения передач обратно пропорциональны диаметрам d колес и их числам зубьев z , то в соответствии с этим передаточные отношения вращающихся передач будут определяться как отношения диаметров ведущих $d_{\text{вщ}}$ звеньев к диаметрам ведомых $d_{\text{вм}}$ звеньев либо их геометрических или конструктивных параметров. Для ременных передач $i = d_{\text{вщ}}/d_{\text{вм}}$ (без учета проскальзывания ремня), для цепных и зубчатых цилиндрических и конических передач $i = z_{\text{вщ}}/z_{\text{вм}}$ и для червячной передачи $i = k/z$, где k — число заходов червяка.

У передач, преобразующих вращения в поступательные перемещения, соотношение движений между их звеньями определяется величиной перемещения поступательно движущегося звена, соответствующей одному обороту вращающегося звена. Эта величина и принимается за кинематический параметр, характеризующий передачу. Для реечных передач таким параметром будет величина, равная $\pi m z$, где z — число зубьев, m — модуль реечного колеса, а для винтовых передач — величина, равная шагу P резьбы.

2. Для изменения скоростей исполнительных органов станка или изменения их соотношения у зависимых друг от друга органов служат *механизмы изменения передаточных отношений* (органы настройки). К таким механизмам относятся коробки скоростей и подач, в которых изменение их передаточного отношения осуществляется за счет сменных зубчатых колес (рис. 3.16, а), передвижных колес или блоков зубчатых колес (рис. 3.16, б), не передвигаемых вдоль вала колес, но сцепляемых с ним при включении кулачковых (рис. 3.16, в), фрикционных (рис. 3.16, г) или электромагнитных муфт, а также за счет комбинирования способов.

Механизмы со сменными зубчатыми колесами называются *гитарами сменных зубчатых колес*, которые могут быть однопарными (рис. 3.16, а) и двухпарными с постоянным или переменным (рис. 3.16, д) межцентровым расстоянием a и b между последовательными валами. Однопарные гитары могут передавать большие нагрузки, и поэтому их применяют в цепях главного движения и тяжело нагруженных цепях подач.

Комплект сменных колес таких гитар состоит из шести-восьми зубчатых колес, обеспечивающих три-четыре повышающие передачи ($i > 1$) и столько же понижающих. Двухпарные гитары сменных колес обеспечивают большее число возможных значений передаточных отношений, причем гитары с переменным межцентровым расстоянием (рис. 3.16, д) обладают практически неограниченным диапазоном настройки цепей как по числу, так и по точности значения передаточных отношений, хотя сам по себе диапазон ограничен габаритами гитары и условиями сцепляемости ее обеих пар зубчатых колес.

Гитары с переменным межцентровым расстоянием не могут передавать больших нагрузок из-за нежесткости их конструкции. Комплект сменных зубчатых колес у двухпарных гитар может содержать до 70 колес и более.

Коробки передач с передвижными колесами и блоками колес просты по конструкции, надежны в эксплуатации и удобны в управлении. Они могут передавать большие нагрузки при сравнительно небольших радиальных размерах, но не допускают переключения в процессе вращения валов. Передачи с постоянным зацеплением колес и включаемые для передачи через них полезной нагрузки

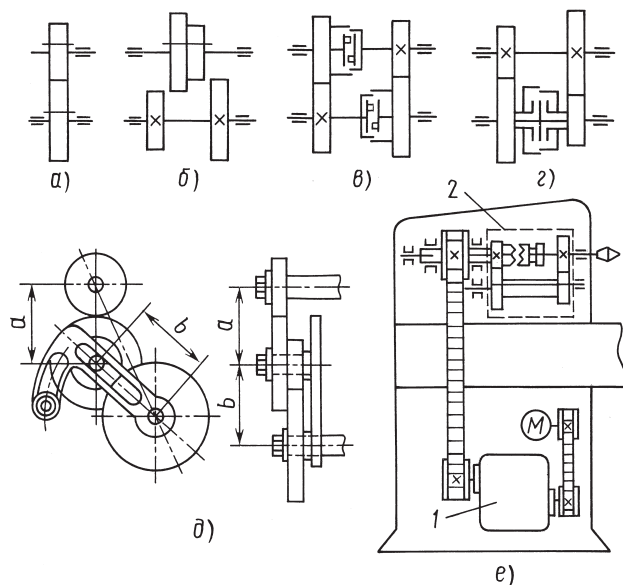


Рис. 3.16. Механизмы изменения передаточных отношений:

a — однопарная гитара сменных зубчатых колес; *б* — двухвенцовый передвижной блок зубчатых колес; *в* — кулачковые муфты; *г* — двухсторонняя фрикционная муфта; *д* — двухпарная гитара сменных зубчатых колес с переменным межцентровым расстоянием в каждой паре; *е* — переборное устройство

с помощью фрикционных и электромагнитных муфт позволяют быстро и плавно переключать передачи на ходу и под нагрузкой. Передачи же, включаемые с помощью кулачковых муфт, не позволяют переключать их на ходу. В коробках передач с управляемыми муфтами могут использоваться косозубые и шевронные колеса. Нередко встречаются случаи сочетания коробок передач 1 с переборным устройством 2 (рис. 3.16, *е*), увеличивающим число скоростей коробки в 2 раза.

3. Для изменения направления движения (реверсирования) механическим способом в станках используются *реверсивные механизмы* (см. рис. 3.12). По принципу работы реверсивные механизмы подразделяют на механизмы с постоянно зацепляющимися зубчатыми колесами, в которых переключение обычно производится двухсторонними фрикционными муфтами (см. рис. 3.12, *а, б*), и механизмы с периодически зацепляющимися передвижными колесами или блоком колес (см. рис. 3.12, *в, г*).

Наряду с механическим реверсированием в станках широко применяют электрическое реверсирование, путем изменения вращения ротора электродвигателя, и гидравлическое — с помощью золотниковых гидрораспределителей.

4. *Суммирующие (дифференциальные) механизмы* в станках предназначены для сложения движений и применяются для увеличения диапазона настройки кинематических цепей в станках со сложными кинематическими группами и для коррекции основных движений. В качестве суммирующих механизмов могут выступать реечные, винтовые, червячные, планетарные зубчатые и другие передачи.

Описание планетарных суммирующих механизмов приведено в п. 3.5 (см. рис. 3.11).

5. В станках для сообщения исполнительным органам прямолинейного движения используют ряд передач и механизмов. К передачам относятся реечные и винтовые, рассмотренные ранее, а к механизмам — кривошипно-шатунные, кулисные, кулачковые (рис. 3.17) и др. Особенностью этих механизмов является то, что они предназначены для обеспечения возвратно-поступательного движения исполнительного органа.

Кривошипно-шатунный механизм (рис. 3.17, а) состоит из вращающегося равномерно кривошипного диска 1, кривошипного пальца 2, переставляющегося в радиальном пазу диска, раздвижного шатуна 3, соединенного шарнирно либо непосредственно с исполнительным органом, либо, как, например, у зубодолбежного станка, через промежуточный рычаг 4 с зубчатым сектором 5, перемещающим в свою очередь возвратно-поступательно штоссель 6. Частота двойных ходов исполнительного органа равна частоте вращения кривошипного диска, а величина хода регулируется изменением радиуса R установки пальца от центра вращения диска. Изменением длины l раздвижного шатуна обеспечивают относительное местоположение хода исполнительного органа (штосселя 6).

Кривошипно-кулисный механизм (рис. 3.17, б) состоит из ведущего кривошипа 1, камня 2, шарнирно соединенного с кривошипом и перемещающегося в пазу качающегося рычага 3, называемого кулисой, и ведомого ползуна 4, например исполнительного органа поперечно-строгального или долбежного станка. Изменение величины двойного хода исполнительного органа осуществляется изменением радиуса кривошипа. Недостатками кулисного механизма являются неравномерность скорости ползуна и постоянство соотношения времени рабочего и вспомогательного ходов.

Кулачковые механизмы широко используются в станках, и особенно в станках-автоматах и полуавтоматах, для осуществления разнообразных функций управления и сообщения исполнительным органам возвратно-поступательных перемещений. Особенностью кулачковых механизмов является то, что с их помощью можно получать различные непрерывные или прерывистые движения звена или органа станка с плавно изменяющейся их скоростью. При этом прерывистые движения могут быть выполнены с различными периодами остановки, однократного или многократного действия за цикл обработки.

В станках применяются кулачковые механизмы с цилиндрическими кулачками барабанного типа (рис. 3.17, в) или с плоскими — торцового (рис. 3.17, з) и дискового типа (рис. 3.17, д) (см. также рис. 5.76 и 5.77). Ведущим звеном кулачкового механизма является кулачок 1, который в большинстве случаев имеет непрерывное вращение. Исполнительный орган 3 совершает возвратно-поступательное движение; связь между ним и кулачком осуществляется через рычаг или систему рычагов и ролик 2, перемещающийся либо в замкнутом пазу кулачка (рис. 3.17, в, з), либо обкатывающийся по профильной поверхности дискового кулачка (рис. 3.17, д).

В первом случае кулачковые механизмы имеют кинематическое замыкание, а во втором случае требуется силовое замыкание, т.е. создание силы, которая постоянно прижимала бы ролик 2 к профильной поверхности кулачка 1, что обе-

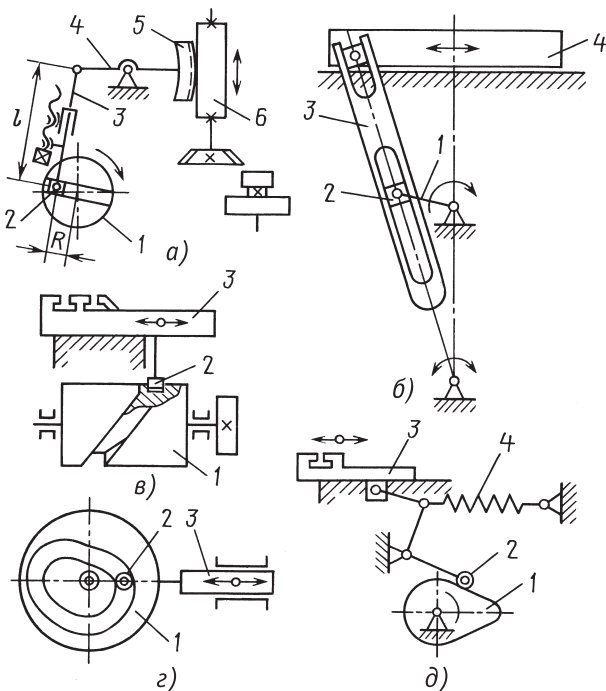


Рис. 3.17. Механизмы возвратно-поступательного перемещения:

а — кривошипно-шатунный; б — кривошипно-кулисный; в — кулачковый барабанного типа; г — кулачковый торцовый; д — кулачковый дисковый

спечивается силой пружины 4 (рис. 3.17, д). Кроме того, в этом случае возврат исполнительного органа 3 в исходное положение должен обеспечиваться силой этой же пружины либо другими средствами (собственным весом, специальным грузом или гидropневмоцилиндром).

6. Для осуществления периодических прерывистых и дозированных движений в станках применяют кулачковые, мальтийские, храповые и другие механизмы.

Мальтийские механизмы (см. рис. 3.14) применяют для периодического поворота на постоянный угол устройств станка, несущих инструменты и заготовки, например револьверных головок, шпиндельных блоков токарных автоматов, поворотных позиционных столов и т.п. Механизм состоит из непрерывно вращающегося кривошипа 3 (схема а) кривошипного диска с кривошипным пальцем 2 и ведомого шестипазового диска — мальтийского креста 1. При каждом повороте кривошипа 3 палец 2 входит в один из пазов мальтийского креста и сообщает ему прерывистый поворот на угол $2\alpha = 360/z$, где z — число пазов креста. Для плавного поворота креста и безударной работы механизма при входе и выходе пальца кривошипа должно выполняться условие $\alpha + \beta = 90^\circ$, где β — половина угла поворота кривошипа, когда палец находится в пазу мальтийского диска.

На рис. 3.14, б изображен мальтийский механизм, у которого кривошипный диск 4 имеет фиксирующий сегмент для фиксации положения мальтийского

креста 1 в каждой из его четырех позиций. После выхода кривошипного пальца 2, сидящего на поводке 3 и связанного с кривошипным диском 4, фиксирующий сегмент диска 4 заходит в сегментный паз креста 1 и фиксирует его до тех пор, пока палец не войдет в следующий паз.

Храповые механизмы (рис. 3.18) применяют для поворота ведомого звена на небольшой регулируемый угол в целях получения периодического или непериодического и дозированного по параметру пути движения в кинематических группах деления, подачи и получения малых перемещений. Храповые механизмы содержат ведущее звено — собачку 1, совершающую возвратно-качательное движение, и ведомое звено — храповое колесо 2, которое может иметь наружные (рис. 3.18, а) или внутренние (рис. 3.18, б) зубья. При каждом качательном движении собачка, упираясь в зуб, поворачивает храповое колесо на заданное число зубьев и возвращается в исходное положение, проскальзывая по пологим сторонам зубьев, при этом колесо остается неподвижным.

Качательное движение собачки можно получать от кривошипного механизма (рис. 3.18, в), гидравлического плунжера или другого механизма. Угол поворота храпового колеса зависит от угла α качания рычага 4, на котором установлена собачка 1. Регулируется угол α величиной R эксцентриситета установленного пальца 6 в пазу кривошипного диска 5. Угол поворота храпового колеса 2 можно регулировать и с помощью щитка 7, который перекрывает на пути качания собачки необходимое число зубьев храпового колеса. Фиксируется щиток фиксатором 3. Для реверсирования движения храпового колеса собачку 1 перекидывают в другую сторону (на рис. 3.18, в показано штриховой линией).

7. Муфты в станках применяют для постоянного или периодического соединения и разъединения двух стыкующихся вращающихся валов или вала с другими звеньями (зубчатым колесом, шкивом) для предотвращения аварий при перегрузках, а также для передачи вращения только в заданном направлении. В зависимости от вида соединения муфты бывают постоянные, сцепные, предохранительные, обгонные и комбинированные.

Постоянные муфты (рис. 3.19) применяются для соединения валов, которые в процессе работы не разъединяются. Они могут быть жесткими в виде общей втулки со шпоночной канавкой (рис. 3.19, а) или в виде двух фланцев, стянутых

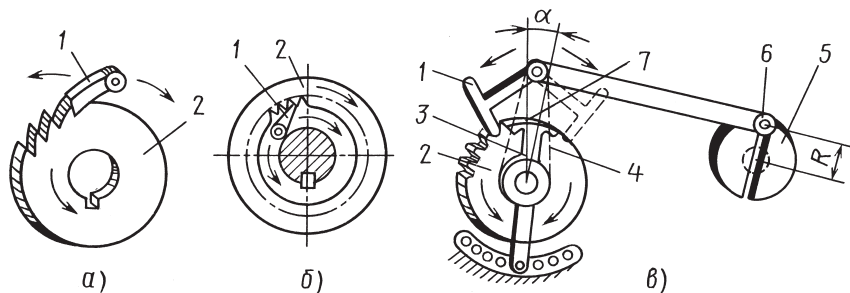


Рис. 3.18. Храповые механизмы:

а — с наружным зацеплением; б — с внутренним зацеплением; в — с перекидывающейся собачкой в обе стороны храпового колеса

болтами (рис. 3.19, б). Упругие постоянные муфты позволяют соединять валы с небольшим отклонением от соосности и сглаживать динамические нагрузки в приводе. Для этого фланцы муфты (рис. 3.19, в) соединяют с помощью пальцев, охваченных резиновыми кольцами или втулками. Для соединения валов с большими отклонениями от соосности применяют подвижные муфты в виде крестовой (плавающей) муфты (рис. 3.19, г), состоящей из трех частей — двух крайних фланцев 1 и 3 с диаметрными пазми на торце и промежуточной соединительной крестовины 2, имеющей диаметрные выступы на обоих торцах, расположенные под углом 90° . Крайние фланцы удерживаются шпонками на концах соединяемых валов. При наличии несоосности возникает погрешность передачи вращения с одного вала на другой.

Сцепные муфты (рис. 3.20) применяются для периодического соединения двух звеньев привода. К таким муфтам относятся кулачковые, зубчатые и фрикционные. Для передачи больших крутящих моментов используются кулачковые муфты (рис. 3.20, а) с торцовыми кулачками. Такая муфта проста, надежна в работе, но не может включаться при значительной скорости вращения. Улучшенные условия сцепления имеют зубчатые муфты (рис. 3.20, б), состоящие из колеса с наружными зубьями и колеса-полумуфты с внутренним зубчатым венцом с таким же числом зубьев. Подвижное звено для осуществления сцепления обычно располагается на шлицах вала.

Фрикционные муфты могут свободно включаться на ходу и проскальзывать при перегрузках, т.е. выполнять функции предохранительного устройства. Они бывают конусные и дисковые. Наибольшее распространение получили многодисковые фрикционные муфты (рис. 3.20, в—д), в которых крутящий момент передается за счет сил трения, возникающих при сжатии дисков. Диски в них сжимаются механически (рис. 3.20, в), гидropневматически или электромагнитными силами.

Дисковые электромагнитные муфты (рис. 3.20, г, д) широко применяются в автоматических коробках передач с дистанционным управлением в станках с ЧПУ, они могут быть с контактным и бесконтактным токоподводом и использоваться в качестве сцепных (дисковых) и тормозных устройств.

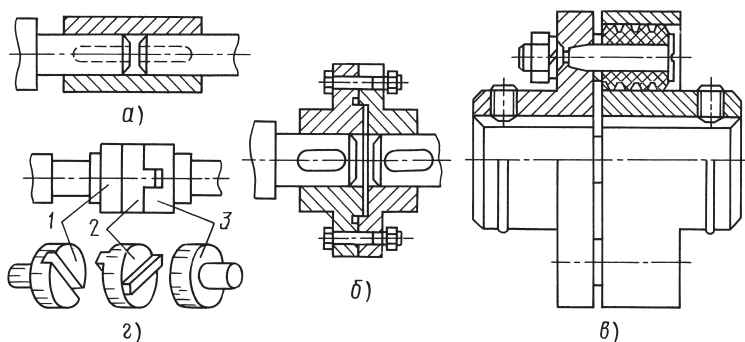


Рис. 3.19. Муфты постоянного сцепления:

а — со шпоночной канавкой; б — в виде двух стянутых болтами фланцев; в — упругая; г — крестовидная

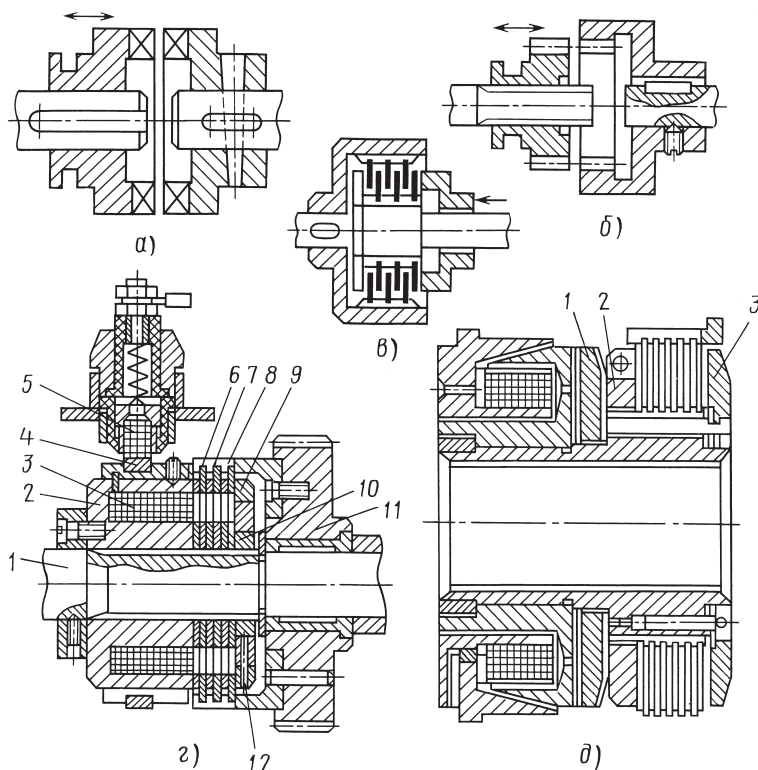


Рис. 3.20. Сцепные муфты для периодического соединения:

а — кулачковая; *б* — зубчатая; *в* — многодисковая фрикционная; *г* — электромагнитная с контактным токопроводом; *д* — электромагнитная с бесконтактным токопроводом

Фрикционная электромагнитная муфта (рис. 3.20, *г*) с контактным токоподводом представляет собой корпус 2 катушки 3 электромагнита, который крепится на валу 1, с пакетом дисков. Диски 6 имеют внутренние зубцы и сидят на шлицах вала 1, а диски 7, расположенные между дисками 6, имеют внешние зубцы и входят во внутренние шлицевые пазы чашки 8, жестко связанной с шестерней 11.

Сжатие дисков осуществляется подвижным якорем — кольцом 9, притягиваемым через диски к катушке при пропускании через нее электрического тока. Якорь состоит из трех колец, внутреннее кольцо 10 выполнено из бронзы и изолирует магнитный поток от вала. Его смещение ограничено тремя штифтами 12. Наружное кольцо 9 установлено на среднем кольце по скользящей посадке и может смещаться в осевом направлении, что обеспечивает плотное прилегание торцевой поверхности якоря к дискам. Обмотка катушки получает питание от щетки 5 через токопроводящее кольцо 4, изолированное от корпуса, и возбуждаемый в обмотке катушки магнитный поток, замыкаясь через диски и якорь, притягивает якорь к катушке и тем самым сжимает диски. Вращение от вала передается через диски 6 и 7 и чашку 8 к шестерне 11, или наоборот.

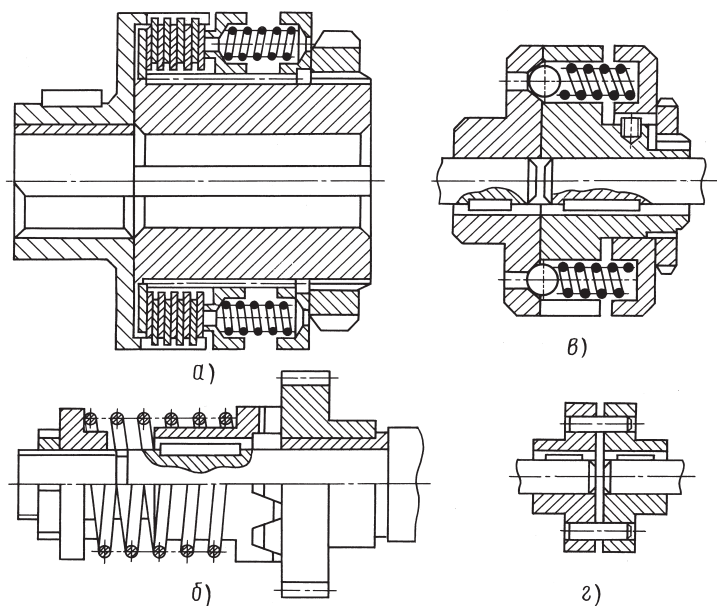


Рис. 3.21. Предохранительные муфты:

a — фрикционная; *б* — кулачковая со скошенными зубьями; *в* — шариковая с подпружиненными шариками; *г* — со срезанными штифтами

Имеются также конструкции муфт с дисками, вынесенными за пределы действия магнитного потока. На рис. 3.20, д представлена конструкция такой муфты с бесконтактным подводом тока, диски которой сжимаются между регулировочной гайкой 2 и нажимным диском 3, соединенным тягами с якорем 1. Для того чтобы диски при выключении магнитного потока расходились, их делают пружинистыми и волнистыми.

Предохранительные муфты (рис. 3.21) служат для предохранения деталей и механизмов станка от поломок и аварий при перегрузках, а также для автоматизации управления движениями, например для остановки узла станка при соприкосновении с жестким упором. В этих целях применяют фрикционные (рис. 3.21, *a*), кулачковые со специально скошенными зубьями (рис. 3.21, *б*), шариковые с подпружиненными шариками (рис. 3.21, *в*), которые автоматически при перегрузках прерывают передачу движения, а при снижении нагрузки вновь восстанавливают движение, а также муфты со штифтами, которые срезаются при увеличении нагрузки сверх нормальной (рис. 3.21, *г*).

Обгонные муфты (рис. 3.22) необходимы в случаях, когда движущемуся звену или органу станка требуется придать движение с более высокой скоростью, не прерывая цепь привода медленного движения. По принципу действия применяются обгонные фрикционные и храповые муфты.

Обгонная фрикционная роликовая муфта (рис. 3.22, *a*) состоит из диска 1 с угловыми вырезами, в которых располагаются подпружиненные пальцы 2 ролики 3 и кольца-обоймы 4. Ведущим элементом муфты может быть диск или обойма.

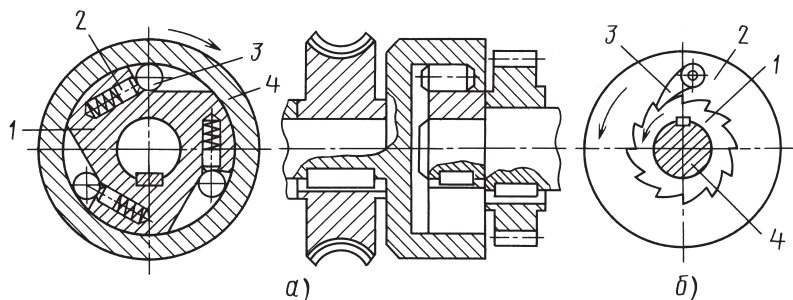


Рис. 3.22. Обгонные муфты:
а — фрикционная роликовая; б — храповая

Принцип работы муфты следующий. Если ведущим звеном является обойма 4, то при вращении ее по направлению, указанному стрелкой, ролики увлекаются трением в узкую часть выемки и заклиниваются между кольцом-обоймой и диском. В этом случае диск 1 и связанный с ним вал будут вращаться с угловой скоростью обоймы 4. Если теперь при продолжающемся вращении обоймы по часовой стрелке вала с диском 1 сообщить по другой кинематической цепи вращение в ту же сторону, но с большей скоростью, ролики переместятся в широкую часть выемки и муфта окажется расцепленной, а диск будет обгонять обойму.

Если ведущим будет диск с валом, то муфта будет сцеплена при его вращении против часовой стрелки, или в том случае, когда он имеет большую скорость, чем обойма, вращаясь в том же направлении. Если же обойме при том же рассматриваемом направлении вращения придать большую скорость вращения, чем диску, то произойдет расцепление муфты.

Обгонная храповая муфта (рис. 3.22, б) позволяет передать ведомому валу 4 более быстрое движение, чем то, которое передается ему от свободно сидящего на валу колеса 2 с закрепленной на нем собачкой 3, упирающейся в зуб храпового колеса 1, жестко сидящего на валу, и медленно его вращает. При включении быстрого вращения вал с храповым колесом будет обгонять собачку, и медленное вращение от колеса 2 на вал передаваться не будет. Обгонные муфты используются в токарных, многорезцовых, сверлильных и других станках для передачи рабочих и ускоренных вспомогательных движений.

8. В станках некоторые узлы при достижении требуемой или заданной позиции относительно других узлов и деталей должны точно зафиксировать свое положение (позицию) и оставаться в нем неподвижными. Для этого применяют *фиксирующие устройства*. Простые фиксирующие устройства содержат фиксаторы в виде штифта с коническим концом 1 (рис. 3.23, а) или в виде плоского клина 4 (рис. 3.23, б). Оба фиксатора дают точную фиксацию ввиду отсутствия зазора между ними и их гнездами, причем клиновой фиксатор обеспечивает большую жесткость за счет подтягивания винтом 2 клина 1 для устранения зазора между корпусом 3 и фиксатором 4.

Фиксирующие устройства широко применяются в станках-автоматах, например, для фиксации поворотной револьверной головки поворотного шпиндельного блока, поворотных столов, делительных дисков и других устройств.

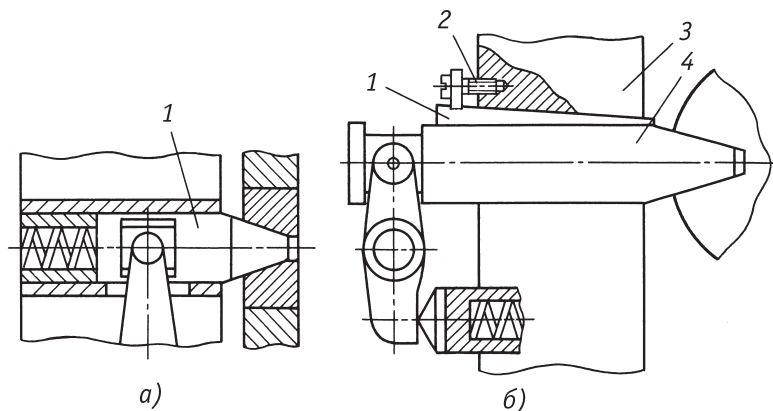


Рис. 3.23. Фиксирующие устройства:

а — фиксатор в виде штифта с коническим концом; *б* — фиксатор в виде плоского клина

9. Предохранительные устройства предназначены для защиты механизмов станка от аварий при перегрузках. Их можно подразделить на три группы: *предохранительные* и *блокировочные устройства* и *ограничители хода*. В качестве предохранительных устройств применяются фрикционные, кулачковые, шариковые и другие предохранительные муфты (см. выше). Некоторые конструкции муфт позволяют регулировать величину передаваемого через них крутящего момента. Кроме предохранительных муфт, иногда предохранительные устройства могут быть выполнены в виде срезных штифтов и шпонок, падающих червяков и др.

Блокировочные устройства предназначены для предотвращения одновременного включения двух или нескольких механизмов, совместная работа которых недопустима, например ходового валика и ходового винта у токарно-винторезного станка, или включение движения подачи стола фрезерного станка при невращающейся фрезе, или одновременное включение двух пар зубчатых колес между одними и теми же валами I и II (рис. 3.24, *а, б*), которое блокируется с помощью стержня 2 и дисков 1 и 3. Механизмы блокировки весьма разнообразны и помимо механических средств также могут быть обеспечены электросхемой станка с помощью электромагнитных муфт или с применением гидравлики.

Ограничители хода предназначены для остановки узла станка или реверсирования его движения. Ограничитель хода выполняют в виде жесткого упора 1 (рис. 3.24, *в*), при достижении которого подвижным узлом 2 станка срабатывает предохранительное устройство 3 в виде конечного выключателя, воздействующего на автоматический останов, или механизма для подачи команды на реверсирование движения узла станка.

10. Применяемые в станках, и особенно в станках с ЧПУ, беззазорные механизмы и передачи предназначены для улучшения точностных и кинематических характеристик механических кинематических цепей и их участков. Особенно важна выборка зазоров в передачах следящих приводов, в функциональных и делительных цепях при движениях с реверсами, остановами и переменными силами.

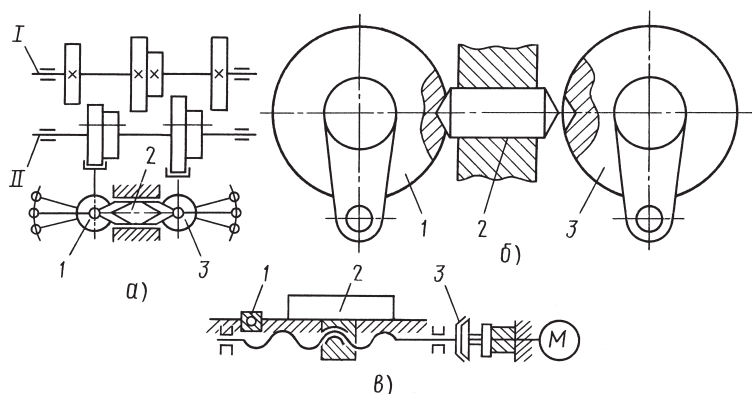


Рис. 3.24. Блокирующие устройства (а, б) и ограничитель хода (в)

Для устранения зазоров в винтовых, зубчатых и червячных передачах применяют разнообразные конструктивные решения. В передачах винт—гайка (рис. 3.25) последнюю выполняют из двух частей для возможности их относительного осевого смещения или поворота, что позволяет устранить зазор в передаче. Например, регулируемую подвижную часть 1 гайки (рис. 3.25, а) с помощью регулировочной гайки 2 перемещают вправо относительно неподвижной части 3 или подвижную часть 1 гайки (рис. 3.25, б) смещают клином 2, подтягивая его винтом 4, относительно неподвижной части 3.

На рис. 3.25, в представлено устройство с упругим регулированием, в котором подвижная часть 1 гайки автоматически смещается относительно неподвижной части 3 за счет пружины 2. Недостатком упругого регулирования является некоторое увеличение нагрузки на витки винта за счет дополнительного усилия от пружины.

В парах винт—гайка качения (рис. 3.26) устраняют не только зазор, но и создают необходимый натяг между телами качения и их дорожками качения на винте и гайке в целях увеличения жесткости и чувствительности передачи. Это достигается либо за счет относительного осевого смещения двух полу гаек 1 и 3 путем установки между ними кольца компенсатора 2 (рис. 3.26, а) или пружин 2 (рис. 3.26, б), либо чаще (рис. 3.26, в) за счет их относительного разворота и фиксации с помощью переставного зубчатого сектора 4, одновременно зацепляющегося с зубчатым венцом полу гайки 1 и с зубчатым сектором 3, жестко закрепленным на общем корпусе 2 передачи.

Устранение зазоров в зубчатых передачах осуществляют разными способами. У цилиндрических зубчатых передач с прямыми зубьями это достигается при их монтаже либо за счет относительного осевого смещения пары колес (рис. 3.27, а), у которых эвольвентные рабочие поверхности зубьев по длине выполнены с незначительной конусностью, либо за счет взаимного относительного углового разворота двух половинок 1 и 2 одного из пары колес (рис. 3.27, б), разрезанного перпендикулярно к оси колеса. Причем угловой разворот половинок 1 и 2 колеса производится либо за счет постоянно действующего усилия пружин (рис. 3.27, в), либо за счет его жесткой фиксации с помощью винта 3 и втулки 4 (рис. 3.27, г), осуществляемой в процессе монтажа передачи.

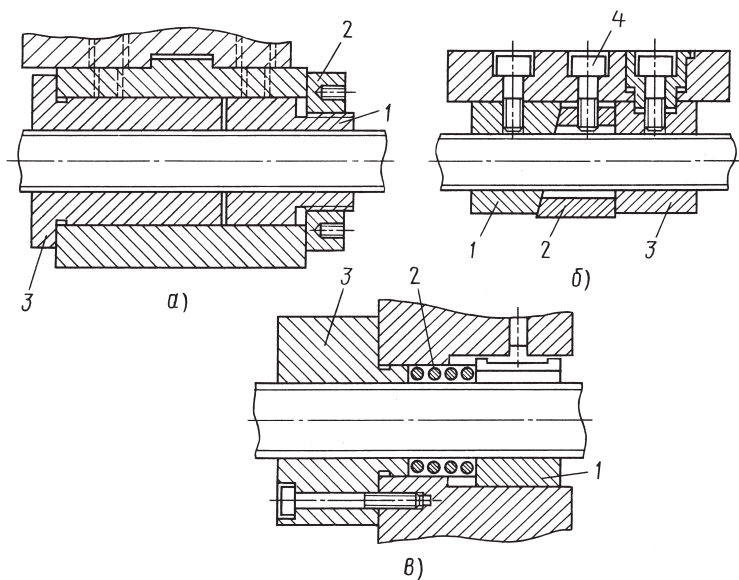


Рис. 3.25. Способы устранения зазоров в винтовых передачах скольжения:
 а — регулировочной гайкой; б — клином; в — пружинами

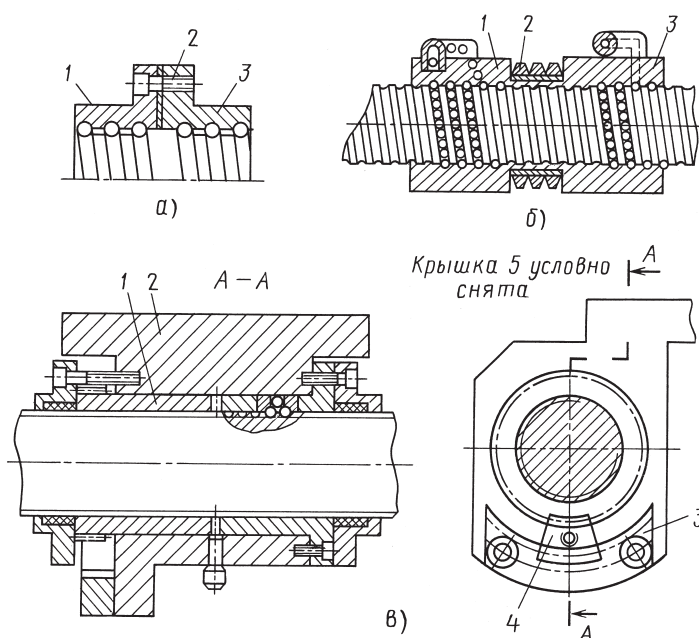


Рис. 3.26. Способы устранения зазоров и создание натяга в винтовых передачах качения:
 а — компенсационным кольцом (прокладкой); б — пакетом тарельчатых пружин; в — относительным поворотом одной из полушестерен

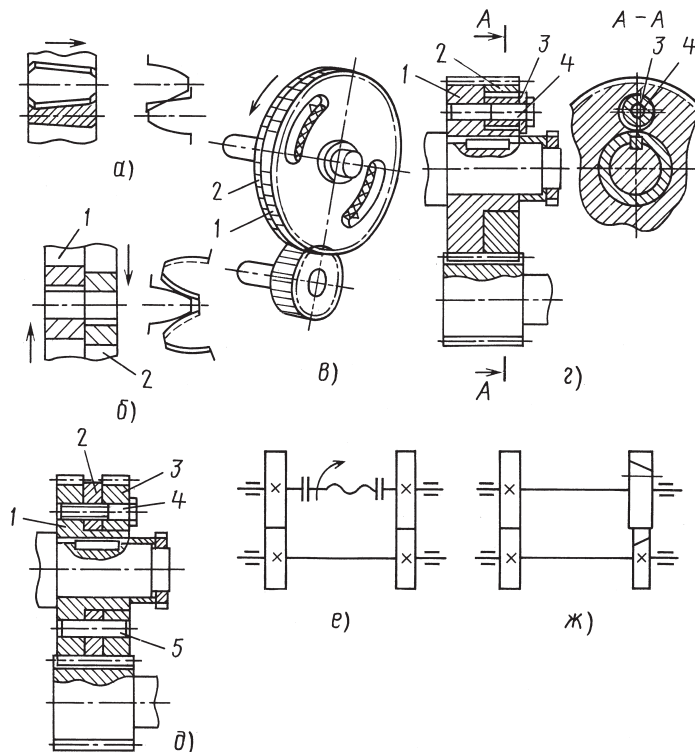


Рис. 3.27. Способы устранения зазоров в зубчатых передачах:

а — осевым смещением пары колес; *б* — угловым разворотом двух половинок одного из пары колес за счет пружин (*в*) или с последующей жесткой его фиксацией (*г*); *д* — осевым смещением половинок одного из пары колес в передаче с косыми зубьями; *е* — закручиванием торсионного валика в замкнутом контуре двух параллельных зубчатых передач; *ж* — принудительным осевым смещением одного колеса в косозубой передаче в замкнутом контуре двух параллельных зубчатых передач

У цилиндрических зубчатых передач с косыми зубьями устранение зазора в передаче достигается за счет относительного осевого смещения двух половинок 1 и 3 одного разрезанного колеса (рис. 3.27, *д*) путем простановки между ними компенсационного кольца 2 и их скрепления с помощью винтов 4 и штифтов 5, осуществляемого в процессе сборки передачи. Иногда для устранения зазоров в зубчатых передачах их выполняют в виде замкнутого контура двух параллельных зубчатых передач, в котором устранение зазоров и создание натягов осуществляются закручиванием торсионного валика (рис. 3.27, *е*) или принудительным осевым смещением одного из колес в косозубой передаче (рис. 3.27, *ж*).

В червячных передачах устранение зазоров может быть осуществлено регулированием осевого смещения червяка с переменной толщиной его витков (рис. 3.28, *а*) или смещением в радиальном направлении червяка с его опорами на качающемся рычаге (рис. 3.28, *б*). Зазоры в червячной паре могут быть устранены за счет установки двух соединенных между собой конической передачей

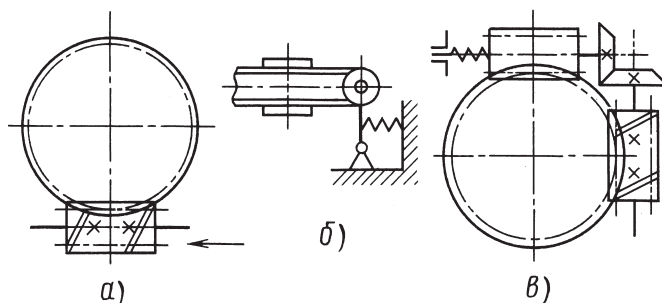


Рис. 3.28. Способы устранения зазоров в червячных передачах:

а — осевым смещением червяка с переменной толщиной его витков; б — смещением червяка под действием пружины; в — установкой двух соединенных между собой червяков

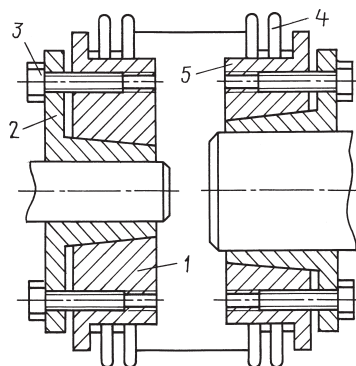


Рис. 3.29. Сильфонная муфта для устранения зазоров в соединении двух соосных валов

червяков (рис. 3.28, в), один из которых находится под постоянным воздействием силы пружины.

Для устранения зазоров в соединении двух соосных валов, а также уменьшения влияния их несоосности на работу станка в качестве соединительного устройства часто применяют сильфонную муфту (рис. 3.29). Между корпусами 1 и 5 муфты и шейками соединяемых валов устанавливают тонкие конические втулки 2, которые при их затягивании винтами 3 радиально деформируются и плотно охватывают шейки валов. Корпуса 1 и 5 муфты соединены между собой стальным гофрированным кольцом 4 (сильфоном), допускающим некоторое осевое смещение или перекося осей соединяемых валов.

3.8. Особенности разработки и построения рациональных кинематических схем

Несмотря на стремительное развитие станков с ЧПУ, выполненных на основе взаимосвязей движений через программу, кинематические цепи на базе механических передач не утратили своего значения. Поэтому знание заложенных в них возможностей и использование всех (даже незначительных) путей улучшения работы кинематических цепей дают ощутимые результаты.

В табл. 3.8 приведены основные особенности кинематических схем и показаны возможности их совершенствования. Уменьшения размеров можно добиться, например выбором типа передач. Заменяя наружное зацепление (рис. 1, схема *а*) внутренним (схема *б*) или распределяя большое передаточное отношение между двумя парами колес (схема *в*) вместо одной (схема *а*), получают положительный эффект.

Глобoidная червячная передача (схема *г*) при одинаковых нагрузочных характеристиках имеет меньшие размеры, чем передача с цилиндрическим червяком. Применение планетарных (схема *д*) и волновых (схема *е*) механизмов дает существенный выигрыш в габаритах при больших передаточных отношениях.

Параллельно присоединенные кинематические цепи и многоконтактные передачи (рис. 2) позволяют ощутимо уменьшить размеры механизмов при одинаковых передаваемых нагрузках. При «плавающих» вдоль оси шевронных колесах 1 (схемы *а, б*) на выходное звено 2 передается удвоенный момент (равномерно распределяя нагрузку по потокам). Использование двух сателлитных колес 1 и 2 в дифференциальном механизме (схема *в*) также повышает несущую способность и точность.

Применяя неполный профиль в многоконтактных механизмах — винтовом (схема *г*) и червяк-рейка (схема *д*), можно, кроме сокращения размеров, облегчить сборку и размещение передач и т.п.

Распределение передаваемой мощности по нескольким потокам (схема *е*), особенно при самоустановке колес, дает большой эффект уменьшения размеров в радиальном направлении. Применение гидростатических и других многоконтактных передач (схема *ж*) позволяет более равномерно распределять нагрузку между профилями и в итоге повышает несущую способность при тех же габаритах.

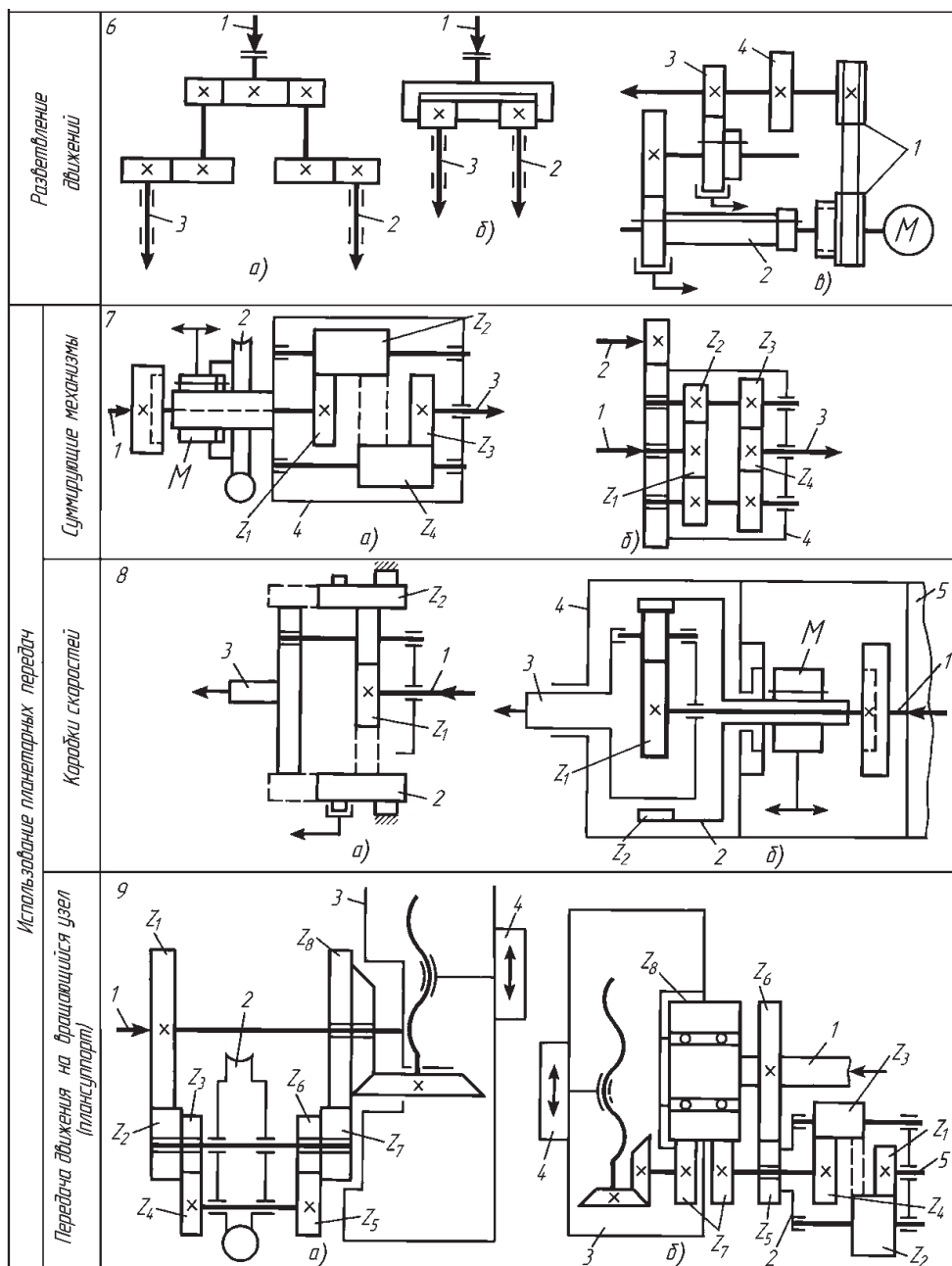
Различные *возможности отключения* кинематических звеньев (или цепей) приведены на рис. 3 табл. 3.8. Червячные передачи наиболее часто отключают радиальным (схема *а*) или осевым (схема *б*) перемещением червяков в своих кронштейнах. В механизмах, имеющих две червячные пары (например, в столах зубофрезерных станков), необходимо введение в зацепление попеременно того или иного червяка.

В схеме *в* одна червячная передача, например 1, выполнена с боковым зазором Δ_1 , большим по сравнению с зазором Δ_2 передачи 2 (червячные колеса условно показаны несоосными). При среднем положении косозубого колеса 3 червяк 1 не касается профилей зубьев колеса, а вращение передается от червяка 2 (схема II), так как в этой передаче при вращении червяков 1 и 2 зазор выбирается быстрее ($\Delta_2 < \Delta_1$). При перемещении колеса 3 влево червяк 1 доворачивается, и левый профиль червяка 1 касается профиля колеса (схема I), а червяк 2 перестает работать. Для вращения червячного колеса в другую сторону колесо 3 перемещается вправо, и выбирается зазор между колесом и правым профилем червяка 1.

Цилиндрические колеса отключают при радиальном перемещении одного из колес (схема *г*) либо муфтой (схема *д, е*). В коробках скоростей наиболее часто отключение передач осуществляется за счет осевого перемещения одного из колес (схема *ж*). В конических передачах включение (или отключение) проводят муфтами (схемы *з, и*).

3.8. Особенности кинематических схем

Выбор типа передачи	1 a) б) в) г) д) е)
Уменьшение размеров параллельных и многоконтактных передач	2 a) б) в) г) ж)
Отклонение кинематических цепей	3 a) б) в) г) д) ж) з)
Улучшение силовых характеристик	4 а) б)
Синхронизация движения	5 а) б) в)



Расположение колес друг относительно друга влияет на величину сил, действующих на элементы передач, и правильным размещением колес можно улучшать их силовые характеристики (см. рис. 4). Варианты I и II схемы а отличаются направлением наклона зубьев промежуточных колес 1 и 2. Суммарная осевая сила, действующая на ось 3 в схеме I, меньше, чем в схеме II, так как она вы-

числяется как разность осевых составляющих сил зацеплений F_1 и F_2 . Влияние расположения промежуточного зубчатого колеса 1 на усилия, действующие на опоры вала этого колеса, показано на схемах б. В схеме б, II силы в зацеплениях F_1 и F_2 почти параллельны, и суммарная сила F_Σ , действующая на опоры, велика. В схеме б, I вследствие изменения направления сил F_1 и F_2 они в значительной степени компенсируются, и равнодействующая сил меньше, чем в схеме б, II. Для реверсивной передачи предпочтительным является расположение осей колес в одной плоскости.

Синхронизация движений двух кинематических цепей может производиться за счет вращения одним двигателем (рис. 5, схема а), с использованием измерительных устройств 1 и 2 (схема б), либо при применении синхронных двигателей, например в зубошлифовальных станках (схема в).

Разветвление движений часто используется в кинематических схемах многошпиндельных сверлильных и резьбонарезных насадок агрегатных станков. Редуктор насадки (рис. 6, схемы а, б) может состоять из ведущего 1 и рабочих 2 и 3 шпинделей; может содержать паразитные колеса (схема а) или обходиться без них (схема б). В коробках скоростей шпиндельных узлов разветвление движений используется для объединения преимуществ зубчатых и ременной передач (схема в). Высокие частоты вращения при меньшем крутящем моменте передаются ременной передачей 1 (при правом положении подвижного колеса 2, включающего в работу ведущий шкив), а низкие — зубчатыми колесами 3 и 4 (при левом положении колеса 2).

Планетарные передачи применяют в кинематических схемах при суммировании двух движений, в коробках скоростей для упрощения конструкции, для передачи движения на вращающийся узел (планшайбу), для получения больших передаточных отношений и т.д.

В *зубофрезерных станках* для обработки косозубых колес используют дифференциал с цилиндрическими (рис. 7, схема а) или коническими колесами (см. схему в на рис. 2 табл. 3.8).

Число зубьев колес $z_1 = z_3$ и $z_2 = z_4$, и последние сцеплены между собой. При левом положении муфты М входной 1 и выходной 3 валы жестко соединяются через водило 4 дифференциала, и механизм работает как муфта. При правом положении муфты М водило 4 сцепляется с червячным колесом 2, которое получает вращение от кинематической цепи, жестко связанной с осевой подачей инструмента (обработка косозубых колес).

Передаточное отношение от водила 4 к выходному колесу z_3 равно 2, т.е. $\omega_3 / \omega_4 = 2$, где ω_3 и ω_4 — угловые скорости соответственно выходного вала 3 и водила 4. При неподвижном водиле 4 $\omega_3 = -\omega_1$, где ω_1 — угловая скорость входного вала 1.

В *зубошлифовальных станках*, работающих по методу Мааг, используют суммирующий механизм по схеме рис. 7, б. При обкатке работают валы 1 и 3 (с передаточным отношением $z_1/z_2 \cdot z_3/z_4$), а периодическое деление для перехода на обработку последующего зуба производится от вала 2, вращение с которого передается на водило 4 и далее на выходной вал 3. Передаточное отношение от водила к выходному валу

$$\frac{\omega_3}{\omega_4} = \left[1 - \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \right]^{-1}.$$

Планетарные передачи позволяют создать *компактные двухступенчатые коробки скоростей* (рис. 8, схемы а, б). Переключение скоростей производится при перемещении колеса 2 с внутренним зубом (схема а) или муфты М (схема б). При левом положении колеса 2 (штриховая линия на схеме а) и правом положении муфты М (схема б) механизм работает как жесткая муфта, и вращение с входного вала 1 к выходному валу 3 передается с передаточным отношением, равным единице (максимальные частоты вращения). При правом положении колеса 2 (схема а) и левом положении муфты М колесо 2 с внутренним зубом замыкается на корпус, и вращение с входного вала 1 на выходной 3 (связанный с водилом) производится с передаточным отношением $\omega_3 / \omega_1 = z_1 / (z_1 + z_2)$. Схема б часто используется при непосредственном присоединении коробки скоростей 4 к двигателю 5.

В станках *расточного типа* актуальной проблемой является осуществление радиального перемещения резцедержавки 4 с резцом при обработке кольцевых канавок, обнижаний и т.п. (рис. 9, схемы а, б). Суть проблемы состоит в передаче вращения на привод радиального перемещения резцедержавки 4 при вращающейся планшайбе 3, осуществляющей движение резания.

В расточной головке (схема а) *многоцелевого станка* вал 1 связан со шпинделем станка и передает вращение на планшайбу 3. При неподвижном водиле 2 передаточное отношение от вала 1 к колесу z_7 должно быть равно 1, т.е.

$$\frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \frac{z_5}{z_6} \frac{z_7}{z_8} = 1.$$

В этом случае перемещение резцедержавки 4 отсутствует, так как колесо z_8 вращается с той же частотой, что и планшайба 3. При вращении водила 2 (в схеме а) от червячной передачи с угловой скоростью ω_2 вращение передается колесу z_8 и далее на винт привода резцедержки с передаточным отношением

$$\frac{\omega_8}{\omega_2} = \frac{z_7}{z_8} \left(\frac{z_3}{z_4} \frac{z_5}{z_6} - 1 \right).$$

В горизонтально-расточных станках шпиндель 1 вращается вместе с планшайбой 3, в которой установлена радиально перемещаемая ползушка 4 с инструментом (схема б).

При неподвижном входном вале 5, приводящем в движение ползушку 4 (от автономного привода), частота вращения колеса z_8 должна быть равна частоте вращения шпинделя 1. В этом случае ползушка 4 неподвижна. Для этого требуется обеспечить передаточное отношение

$$\frac{z_6}{z_5} \left(1 + \frac{z_1}{z_4} \right) \frac{z_7}{z_8} = 1.$$

Передаточное отношение между входным z_1 и выходным z_7 колесами при радиальной подаче ползушки 4 выразится так:

$$\omega_7/\omega_1 = -z_1/z_4.$$

Планетарные передачи используются также в различных механизмах для отсчета перемещений, для коррекции погрешностей, в зажимных патронах (для быстрого изменения диаметра зажимных кулачков).

Некоторые возможности повышения точности кинематических цепей приведены в табл. 3.9. Достаточно эффективным и простым способом является *правильный выбор передаточных отношений и размеров передач*. Чем больше диаметр ведомого звена, тем меньше (при прочих равных условиях) погрешность передачи, потому что угловая ошибка шага при обработке колес больших размеров, как правило, снижается. Косозубые колеса обеспечивают большую плавность работы.

Не безразличным является и *характер распределения передаточного отношения* между промежуточными колесами кинематической цепи. Например, при распределении передаточного отношения по схеме а, рис. 1, где вначале установлены повышающие, а затем понижающие передачи ($U = 4$), погрешность выходного вала примерно на 25% меньше, чем при передаточных отношениях всех передач, равных 1. Если же вначале установлены понижающие, а затем повышающие передачи, то погрешность, напротив, увеличивается более чем в 2 раза.

Таким образом, повышение относительной частоты вращения в средней части кинематической цепи способствует повышению точности. Поэтому важнейшим требованием является обеспечение *максимально возможных передаточных отношений на конечных звеньях*. В схеме б, например, цепи обката зубофрезерного станка максимальные передаточные отношения $i_{\max 1}$ и $i_{\max 2}$ необходимо назначать в приводе стола и фрезы соответственно. При выборе передаточного отношения каждой отдельной пары (схема в) следует иметь в виду, что взаимодействия отдельных составляющих кинематической погрешности происходят по закону наложения. Результирующая погрешность образуется как результат суммирования (в соответствующем масштабе) погрешностей каждого звена. Взаимодействие составляющих погрешностей от колес не вызывает появления новых гармоник погрешностей, которых нет среди отдельных составляющих кинематической цепи.

При кратном передаточном отношении передач или равном 1 ($z_1/z_2 = 1$) взаимодействие кинематических погрешностей звеньев сводится к сложению погрешностей с различными периодами и амплитудами. Результирующая амплитуда погрешности зависит от амплитуды погрешности каждого колеса и их начальных фаз. Происходит естественная компенсация ошибок (вследствие несовпадения фаз максимальных погрешностей), и в общем случае суммарная погрешность ниже, чем при других передаточных отношениях.

Характер суммирования погрешностей передач с некратным передаточным отношением (типа $z_1/(z_1 \pm 1)$ или $z_1/(kz_1)$, где k — несокращаемая дробь) зависит от сочетания частот и амплитуд. На схемах в, I и II рис. 1 приведены случаи суммирования погрешностей δ двух колес с близкими частотами. При повороте на угол φ в схеме I гармоники отличаются на единицу, а суммарная погрешность колеблется от суммы до разности амплитуд погрешностей каждого из колес. Суммарная (огибающая) кривая погрешности выходного вала, показанная

штриховой линией, имеет число периодов, равных разности номеров гармоник каждого колеса.

В схеме II гармоника с высшим номером имеет большую амплитуду, и суммирование дает характер погрешности, показанный на рисунке, при котором число волн суммарной кривой соответствует номеру гармоники колеса, имеющего максимальную амплитуду. Амплитуда огибающей изменяется также от суммы до разности амплитуд погрешности.

Таким образом, в общем случае передаточные отношения с *неравным и некратным числом образуют большую погрешность*, так как в процессе вращения всегда происходит арифметическое суммирование максимальных амплитуд и взаимной компенсации погрешностей не происходит.

Благоприятно сказывается на точности создание кинематических цепей с избыточными связями, например, применение двухчервячного привода с жесткой кинематической связью между червяками (рис. 2, схема *а*) в отличие от одночервячного дает возможность теоретически вдвое снизить накопленную погрешность передачи, если погрешность червячного колеса 1 имеет характер правильной синусоиды. На схеме погрешностей δ сплошной линией показана погрешность пары при одночервячном, а штриховой — ее изменение при двухчервячном приводе. На схеме *б* приведены графики проявления кинематических погрешностей δ_1 и δ_2 колес дифференциала в погрешности угла поворота φ выходного вала 1. При наличии одного сателлита 2 на выходе образуется погрешность величиной δ_2 . Жирной линией показан характер изменения погрешности δ_1 выходного вала при двух сателлитах. В данном случае каждый сателлит создает погрешность 3 и 4 одинаковой величины. Образование же суммарной погрешности зависит от фазы проявления погрешностей каждого колеса, и в общем случае она меньше (примерно на 25%), чем при одном сателлите ($\delta_1 < \delta_2$).

В многоконтактных червячных и винтовых передачах (схема *в*) происходит фильтрация погрешностей за счет особенностей контакта. Например, циклическая погрешность делительной, червячной передачи зубообрабатывающих станков составляет примерно 25% погрешностей винтовой линии червяка. Увеличение высоты профиля H (схема *в*, II) приводит к росту фильтрующих свойств. Уменьшение угла профиля α (схема II) снижает влияние радиального биения (эксцентриситета e) на результирующую ошибку. Например, уменьшение угла профиля червяка делительных передач с 20 до 15° и коэффициента высоты головки и ножки в 1,2 раза снижает цилиндрическую погрешность на 20...30%.

Несоосность двух валов, соединенных муфтой (рис. 3, схема *а*, I), приводит к погрешности с частотой вращения валов. Аналогичный характер погрешностей дает несоосность в шпоночном соединении вала с колесом. Применение упругих муфт (например, сильфонных по схеме *а*, II) снижает влияние несоосности. При соединении кинематических цепей двух механизмов (схема *б*), если центрирование их происходит на большом диаметре d , возможно возникновение ощутимой несоосности (равной половине зазора в посадке по диаметру d). Для уменьшения влияния несоосности лучше использовать схему II, где она вызывает лишь колебания бокового зазора в зацеплении, но не приведет к появлению выходной погрешности.

Большое влияние на точность может оказать *установка колес* (рис. 4). Погрешность паразитных колес (схема *a*) может проявиться в погрешности выходного звена величиной, большей в 2 раза. Поэтому их следует по возможности избегать. Оказывает влияние также место установки паразитного колеса. Для схемы *a*, I штриховой линией показана лучшая (с позиции точности) схема установки паразитного колеса при заданном направлении вращения. Общее правило установки требует, чтобы передача вращения на паразитном колесе проходила на минимальном угле γ между точками контакта. При реверсивной передаче оси желательно располагать на одной линии (схема *a*, II).

Для уменьшения влияния погрешностей промежуточных передач кинематической цепи на выходную точность наименее точные передачи (например, конические в схеме *b*, II) необходимо *располагать как можно дальше* от конечных звеньев 2, чтобы их влияние было уменьшено за счет редукции в промежуточной передаче 1 (схема *b*, II).

Для получения предельных технически достижимых точностей используют *компенсацию погрешностей* (рис. 5). В схеме *a* погрешности цилиндрических колес δ и δ_2 одной частоты (например, из-за несоосности e_1 и e_2) можно компенсировать за счет совмещения фаз погрешностей (зачерненная окружность). В этом случае суммарная погрешность δ_Σ будет равна разности амплитуд составляющих звеньев.

Достижение высокой точности вращения делительного колеса мастер-станка (схема *b*) происходит с использованием коррекционного механизма, выполненного в виде копира 1 (по окружности стола), дающего дополнительный поворот через рычаг 2 водилу 3 дифференциала. Копир профилируют в соответствии с погрешностью окружного шага колеса. Аналогично исправляется погрешность перемещения салазок от ошибок шага ходового винта 1 (схема *в*). В этом случае вдоль станины, например токарного станка, устанавливают коррекционную линейку 2 с профилем, зависящим от погрешности, которая через рычаг 3 поворачивает гайку, уменьшая ошибку перемещения. Таким образом, на зубонарезных мастер-станках была достигнута кинематическая точность порядка 1 с.

3.9. Особенности кинематических схем станков с ЧПУ

1. Автономность кинематических схем приводов по всем координатам и осуществление связи перемещений по ним через управляющую программу.

2. Упрощение кинематических схем и их широкая унификация (как элементов, так и приводов в целом) в пределах одного или разных станков (на основе единого функционального назначения).

3. Максимальное исключение зубчатых передач из кинематических цепей или их упрощение. Для уменьшения погрешностей зубчатых передач в цепях, влияющих на точность, целесообразно:

- а) рационально распределять передаточные отношения;
- б) менее точные передачи (например, конические) устанавливать дальше от конечных звеньев;
- в) избегать паразитных колес;

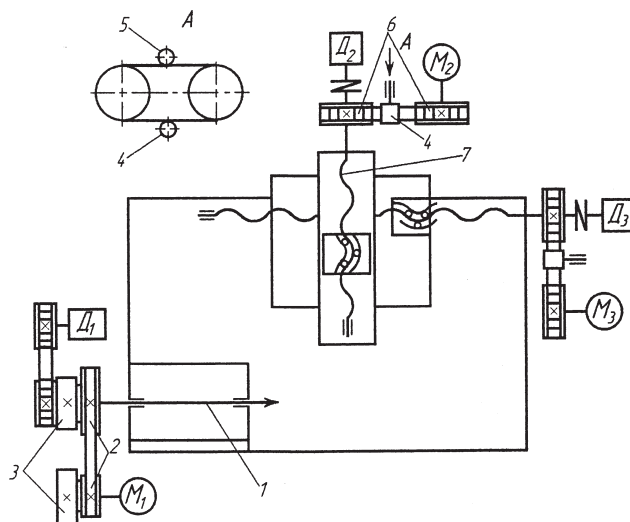


Рис. 3.30. Кинематическая схема токарного станка с ЧПУ

г) увеличивать диаметр колес кинематической цепи;

д) назначать равные или кратные передаточные числа в элементах кинематической цепи.

4. Максимальная редукция назначается на конечных звеньях и тяговых механизмах. В этом случае снижается влияние на точность промежуточных передач.

5. Применение передач с избыточными связями (в том числе тяговых устройств).

6. Исключение зазоров в кинематических цепях, особенно не охваченных обратной связью по положению рабочего органа.

7. Повышение жесткости элементов кинематической цепи (в 2...3 раза по сравнению со станками с ручным управлением).

8. Улучшение динамического качества кинематических цепей при снижении приведенного момента инерции элементов кинематической цепи (за счет распределения передаточных чисел, конструкции элементов привода).

9. Рациональная установка датчиков обратной связи и снижение погрешностей за счет:

- установки датчиков на ненагруженных участках кинематической цепи;
- уменьшения влияния погрешностей установки датчиков на точность отсчета перемещений (применение упругих муфт, компенсирующих несоосность, беззазорная связь датчика с элементами привода);
- максимального приближения датчиков линейных перемещений для непосредственного контроля (фотоэлектрических, индуктивных и др.) к зоне обработки.

На рис. 3.30 (в качестве примера) приведена кинематическая схема токарного станка с ЧПУ с наибольшим диаметром обрабатываемой заготовки 200 мм. В ней отсутствуют зубчатые колеса, что обуславливает малозумную работу основных цепей станка. Вращение на шпиндель 1 передается от электродвигателя

теля постоянного тока M_1 через поликлиновидные ременные передачи 2 или 3 (переброска ремня с одной пары шкивов на другую проводится вручную).

Фотоимпульсный датчик D_1 обеспечивает резьбонарезание и точную подачу суппорта на один оборот шпинделя. Перемещение суппорта в направлении, перпендикулярном к оси шпинделя, осуществляется от высокомоментного электродвигателя M_2 через зубчатую ременную передачу 6 и шариковую пару 7. Два ролика 4 и 5 предотвращают поперечные колебания зубчатого ремня. Датчик D_2 контролирует позиционирование суппорта с точностью 5 мкм.

Аналогичный привод (от двигателя M_3) предусмотрен и для продольного перемещения суппорта.

Компоновка станков

4.1. Основные определения. Задачи компоновочного проектирования станков

Каждый станок состоит из нескольких функциональных подсистем: обработки, управления, смены инструмента и заготовки, контроля и др. Основной является подсистема обработки, реализующая за счет согласованных относительных движений инструмента и заготовки главную функцию станка — размерную обработку заготовок.

Номенклатура движений в подсистеме обработки и их параметры (траектория, скорость и т.д.) определяются технологическим процессом обработки. Для реализации этих движений в станке предусмотрены специальные функциональные элементы — исполнительные звенья (шпиндели, столы и др.), детали несущей системы станка (включая подвижные стыки), элементы передачи движения и двигатели.

Определяющую роль при размерной обработке заготовок играют траектории движений формообразования, от которых зависит самый важный показатель качества станка — его точность. Заданные траектории формообразующих движений и их расположение в пространстве обеспечиваются исполнительными звеньями и несущей системой станка. Совокупность исполнительных звеньев и деталей несущей системы, которая характеризуется их количеством, типом, пространственным расположением и пропорциями, называется *компоновкой станка*. Сами исполнительные звенья станка, узлы и детали его несущей системы (включая стыки) будем называть далее *элементами компоновки*.

Компоновка станка, как правило, состоит из одного стационарного (постоянно неподвижного) и нескольких подвижных элементов, разделенных стыками. Стационарный элемент компоновки не обязательно является станиной. Он может быть образован станиной и неподвижной стойкой (как у расточного станка), станиной и шпиндельной бабкой (как у обычного токарного станка) и т.п. Каждый подвижный элемент компоновки выполняет одно определенное координатное движение, перемещаясь по направляющим подвижного стыка.

Совокупность элемента компоновки и соответствующего ему подвижного стыка называется *подвижным блоком*. Ряд подвижных блоков от исполнительного звена до стационарного элемента компоновки образует *ветвь компоновки*. Ветви образуют компоновку станка. Она представляет собой конструкционную

структуру, строение станка, но без детализации отдельных его элементов. Отсутствие детализации проявляется, например, в том, что элементы компоновки обычно изображают как простые геометрические тела (призмы, цилиндры и др.) или их комбинации. Для их изображения необходимо указать, кроме типа, лишь размеры, в основном определяющие габариты элементов компоновки — так называемые *компоновочные* параметры, которые служат как бы связующим звеном между компоновкой и непосредственно конструкцией узлов станка.

Основы изучения компоновки станков как самостоятельного объекта заложены Ю.Д. Враговым [21]. Обычно разработка (синтез) компоновки проводится на ранней стадии проектирования станка после обоснования его характеристик, выбора метода и движений формообразования, предварительного определения его кинематической структуры. Эта стадия проектирования является самой ответственной, когда от правильности выбора компоновки во многом зависит успех проекта в целом.

Известно, что получить деталь заданной формы можно, используя различные виды инструмента и способы обработки. От этого зависит состав исполнительных движений в станке и его кинематическая структура. Различным кинематическим структурам, как правило, соответствуют различные компоновки. Однако однозначного соответствия между кинематической структурой и компоновкой нет. Эквивалентные формообразующие свойства могут иметь станки с различной компоновкой.

Например, для обработки ступенчатых цилиндрических деталей резцом необходимы три движения формообразования $\Phi_v(B_1)$, $\Phi_{s1}(P_2)$ и $\Phi_{s2}(P_3)$, где B_1 — вращение, P_2 и P_3 — соответственно продольное и поперечное прямолинейные движения. Кинематическая структура станка состоит из трех простых кинематических групп. Однако в этом случае она не отражает: а) структуры компоновки, под которой здесь понимается распределение координатных движений между элементами компоновки; б) пространственного расположения последних. Изменяя структуру компоновки и пространственное расположение ее элементов, участвующих в формообразовании, можно получить несколько различных компоновок станка одного и того же назначения.

Компоновке обычного токарного станка (рис. 4.1) соответствует расположение неподвижной бабки с вращающимся шпинделем на станине, по направлению которой перемещается продольный суппорт с поперечными салазками (рис. 4.1, а). Если передать продольное перемещение P_2 шпиндельной бабке, оставив суппорту лишь поперечную подачу P_3 , то получится иная компоновка, свойственная токарным станкам фасонно-продольного точения (рис. 4.1, б). Структура обеих компоновок различна. Формообразующие свойства и кинематическая структура одинаковы.

Таким образом, отражая кинематическую структуру станка, компоновка требует при разработке решения задач, выходящих за пределы кинематики. Несмотря на то что кинематика считается первичным фактором при определении компоновки, последняя может оказать существенное влияние на структуру кинематических связей, например через различное распределение элементарных движений между заготовкой и режущим инструментом.

Вместе с тем не следует отождествлять понятия компоновки и конструкции

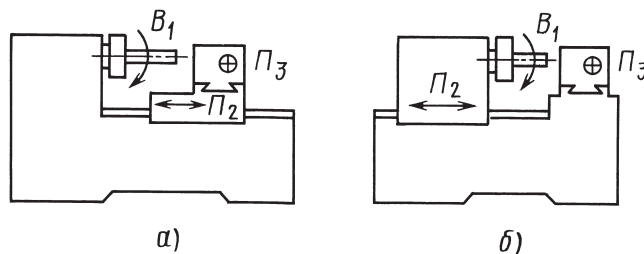


Рис. 4.1. Компоновки токарных станков:

а — с продольным перемещением суппорта; б — с продольным перемещением шпиндельной бабки

станка. В компоновке еще нет детализации отдельных ее элементов, которая свойственна конструкции. Станки одинаковой компоновки могут иметь различные конструкции узлов. Например, в компоновке токарного станка (рис. 4.1, а) еще не определены конструкция шпиндельного узла, тип и конструкция направляющих суппортной группы, конструкция корпусных деталей несущей системы. И наоборот, узлы одинаковой конструкции (так называемые агрегатные модули) могут использоваться в станках разной компоновки. Однако полного разграничения компоновки и конструкции не должно быть, так как при синтезе и анализе вариантов компоновки требуется знание отдельных элементов конструкции, например направляющих (для определения жесткости стыков).

Введем понятие *компоновочного фактора*, назвав им возможное существенное воздействие конструктора на показатели качества станка через выбор его компоновки.

В состав *компоновочных факторов* входят:

- 1) структура компоновки как совокупность определенным образом связанных элементов (стационарного и подвижных, совершающих координатные движения);
- 2) пространственное расположение элементов компоновки (в частности основных плоскостей стыков);
- 3) габариты элементов компоновки (главным образом их размерные пропорции), от которых зависит соотношение жесткостей элементов компоновки по разным координатным осям;
- 4) вылеты — координатные расстояния (рис. 4.2) между центрами жесткости стыков и точками приложения нагрузки (силы резания, веса элементов), сильно влияющие на перенос силовых воздействий и перемещений;
- 5) факторы категории сопряжений — типы подвижных стыков, отличающиеся соотношением длин подвижной и неподвижной частей (рис. 4.3).

Дополнительно можно выделить фактор симметрии (асимметрии), сосредоточения (рассосредоточения) узлов и движений.

Компоновочные факторы не зависят от конструкции узлов станка. Все они имеют количественное выражение и в значительной степени влияют на основные показатели качества станка.

Из изложенного следует, что *задачей проектирования компоновки станков* является определение компоновочных факторов, которые при заданном наборе

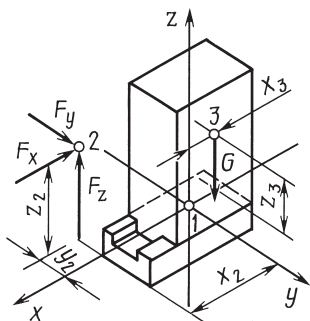


Рис. 4.2. Вылеты:

1 — центр жесткости подвижного станка; 2 — точка резания; 3 — центр тяжести элемента компоновки; F_x, F_y, F_z — составляющие силы резания; x_2, y_2, z_2, x_3, z_3 — вылеты

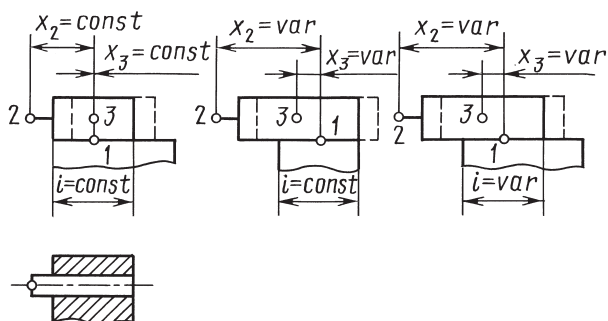


Рис. 4.3. Типы подвижных стыков:

1 — середина базы; 2 — характерная точка подвижного элемента; 3 — середина подвижного элемента; x_2 — консоль; x_3 — расстояние между серединой подвижного элемента и серединой базы

координатных движений исполнительных звеньев обеспечивают потенциальную возможность получения оптимальных (или близких к ним) значений основных показателей качества станка (подробнее см. п. 4.3).

В качестве исходных данных на проектирование компоновки обычно используют: 1) вид и взаимное расположение инструмента и заготовки; 2) координатные движения исполнительных органов станка; 3) максимальные размеры заготовки, определяющие размеры пространства, в котором производится обработка (рабочего пространства станка).

4.2. Кодирование и структурный синтез компоновок

Большое разнообразие возможных вариантов компоновки (например, для трехкоординатного станка их может быть около полутора тысяч) привело к необходимости их кратких обозначений, раскрывающих структуру и дающих представление о расположении элементов компоновки в пространстве. Применение таких кратких обозначений (структурных формул или кодов) позволяет формализовать и автоматизировать процесс синтеза компоновок, а также организовать информационное обеспечение (базу данных), которым может пользоваться конструктор, занимающийся разработкой компоновок. Способ описания компоновки станка (кодирование компоновки) тесно связан с методологией ее проектирования.

Система кодирования должна удовлетворять следующим требованиям:

- 1) использовать единую систему координат для всех этапов проектирования компоновки, включая этап оценки ее качества по совокупности критериев; это упрощает хранение, передачу и анализ информации о компоновке;
- 2) осуществлять операции с параметрами, относящимися непосредственно к компоновке;
- 3) однозначно и полно описывать компоновку при различной степени конкретизации ее параметров.

В настоящее время существует ряд систем кодирования. Однако не все из них в полной мере удовлетворяют перечисленным выше требованиям. Например, система обозначений осей координат и координатных движений, принятая в станках с ЧПУ (когда ось z совмещают с осью шпинделя) и удобная для решения технологических задач (например, для разработки управляющих программ), обладает рядом недостатков, связанных с неопределенностью положения оси z (а следовательно, и оси y) в пространстве. Это создает неудобства при синтезе альтернативных вариантов и определении значений критериев оценки компоновок (с учетом, например, весовых нагрузок), заставляет специально указывать ориентацию оси шпинделя в пространстве и, как следствие, разбивать все множество компоновок на два подмножества — вертикальных и горизонтальных [1, 21]. Код одного и того же узла станка оказывается различным в зависимости от ориентации оси шпинделя.

Сформулированным выше требованиям удовлетворяет, например система кодирования, предложенная в работе [102]. В ней используется правая прямоугольная система координат, ось которой всегда вертикальна. Расположение осей координат сохраняется на всех этапах проектирования компоновки — сначала на этапе синтеза, а затем при расчетной оценке и сравнительном анализе качества компоновок.

Код компоновки должен содержать всю информацию, необходимую для ее синтеза. Он может отображать все основные функциональные части компоновки станка, включая, например, устройства автоматической смены инструмента и заготовки и др. Однако наибольшее значение имеет формализация описания так называемой базовой части компоновки, соответствующей несущей системе станка. Далее речь будет идти, главным образом, о синтезе и анализе базовых компоновок.

В зависимости от этапа синтеза компоновки ее код может иметь различную степень детализации. Наименее детальным является *координатный код*.

Координатный код базовой части компоновки записывают в виде последовательности цифровых обозначений координатных движений входящих в нее подвижных блоков*

$$k_1 k_2 \dots k_l \dots k_0 \dots k_n,$$

где k_l — обозначение l -го подвижного блока; k_0 — обозначение стационарного элемента компоновки (станины и т.п.), являющегося разделителем между ветвью инструмента и ветвью заготовки; n — число координатных движений (число подвижных блоков).

Каждому символу k_l в координатном коде можно поставить в соответствие две цифры: первая обозначает тип перемещений подвижного блока (1 — поступательное прямолинейное, 2 — вращательное), вторая — ось координат, вдоль или вокруг которой происходит движение (цифры 1, 2, 3 соответствуют осям x , y , z). Тогда, например, координатный код компоновки многоцелевого станка мод. ИР500ПМФ4 (рис. 4.4) можно записать следующим образом:

22 13 12 00	11 23
ветвь инструмента	ветвь заготовки

* Порядок записи достаточно произволен; здесь и ниже — от инструмента к заготовке.

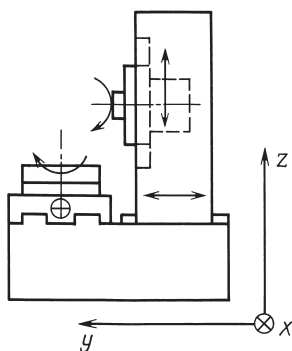


Рис. 4.4. Компоновка многоцелевого станка

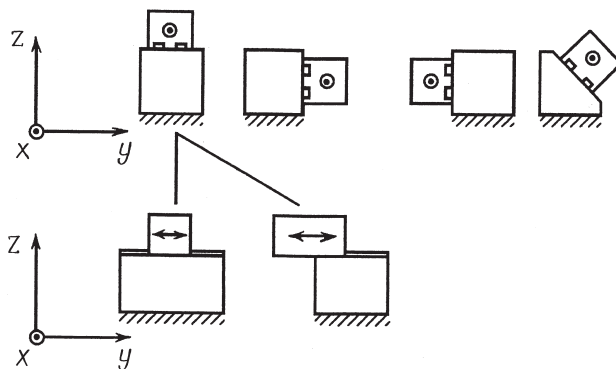


Рис. 4.5. Компоновки, отличающиеся расположением и типом стыков

Координатный код отражает следующие свойства компоновки: число и вид осуществляемых движений; ориентацию осей, вдоль или вокруг которых они реализуются; последовательность расположения подвижных блоков и распределение их между ветвями инструмента и заготовки.

Однако этот код не содержит никакой информации о расположении в пространстве плоскостей подвижных стыков, их типе, форме элементов компоновки. Например, координатный код всех показанных на рис. 4.5 компоновок одинаков

11 00

(бабка совершает поступательное движение вдоль оси x по неподвижной станине), несмотря на их очевидное различие.

Координатный код может быть использован для дальнейшей детализации описания компоновки. В более детальных кодах компоновки каждый символ k_i содержит большее число цифр, отражающих в закодированном виде всю необходимую информацию о компоновке.

Например, в структурном коде, разработанном на кафедре станков СТАНКИНа*, каждый символ k_i содержит семь цифр. Структурный код описывает компоновку по ветвям. Запись каждой ветви компоновки начинается от исполнительного звена и заканчивается на станине (или другом стационарном элементе компоновки).

Применяется правая прямоугольная система координат. Начало координат может быть расположено в любой точке. Для описания каждого подвижного блока используют семь цифр:

$$k_i = \begin{array}{|c|c|c|c|c|c|c|} \hline A1 & A2 & A3 & A4 & A5 & A6 & A7 \\ \hline \end{array},$$

которые обозначают:

A1 — тип перемещения элемента компоновки (1 — прямолинейное поступательное, 2 — вращательное);

* Разработчики — М. Ю. Лехмус, В. С. Хомяков.

A2, A3 — для поступательного движения: соответственно ось движения и ось нормали к плоскости стыка (если стык не имеет наклона к осям координат) или обозначение плоскости, параллельной движению (если стык имеет наклон к осям координат);

A2, A3 — для вращательного движения: обозначение оси вращения (в обеих позициях);

A4 = 0 при отсутствии наклона стыка (или оси вращения);

A4 = 1 (2 или 3) при допустимости поворота нормали к плоскости стыка (или оси вращения) вокруг оси x , y или z ;

A5 — тип подвижного стыка (см. рис. 4.3);

A6 — направление перехода через стык при движении от начала к концу ветви компоновки: 1 — совпадает с положительным направлением оси A3, 2 — противоположно этому направлению;

A7 — форма элемента компоновки, входящего в подвижной блок: 1 — призма, 2 — цилиндр и т.п.; эта позиция может опираться на достаточно подробную классификацию используемых форм элементов компоновки [102].

Стационарный элемент компоновки (станина), которым заканчиваются ветви компоновки, описывается набором из семи нулей.

Семизначный структурный код отражает не только число, вид и последовательность координатных движений подвижных блоков, но и содержит информацию о пространственном расположении подвижных стыков, их типе и форме всех элементов компоновки.

Теперь коды показанных ранее на рис. 4.5 компоновок оказываются различными:

а) 1130121 0000000; б) 1130321 0000000; в) 1120121 0000000;

г) 1120111 0000000; д) 1121121 0000000.

Описание структурным кодом всей ветви инструмента компоновки многоцелевого станка (см. рис. 4.4) имеет вид

2220222 1320121 1230121 0000000.

В качестве второго примера показано описание этим же кодом ветви инструмента токарного станка (рис. 4.6), на поперечных салазках которого установлен на револьверная головка с горизонтальной осью вращения; стык «поперечные салазки—каретка» имеет наклон к горизонтальной плоскости. Описание соответствует принятой на рис. 4.6 системе координат:

2220212 1231121 1130121 0000000.

Из приведенных примеров видно, что структурный код достаточно компактен и универсален, а по сравнению с координатным кодом содержит значительно больше информации.

Кодирование используется как математический инструмент исследования, отбора и преобразования компоновок. Коды компоновок соответствуют записям алгебры логики и, следовательно, по отношению к ним можно применять алгебраические законы. В частности, коммутативный (переместительный) закон алгебры логики позволяет говорить о возможности осуществления формообразования одной и той же поверхности на станке при различных соединениях под-

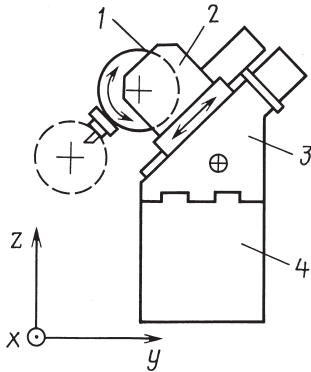


Рис. 4.6. Компоновка ветви инструмента токарного станка: 1 — револьверная головка; 2 — поперечные салазки; 3 — каретка; 4 — станина

которых она может состоять. Если в базовой компоновке используется m подвижных блоков, то количество NT равно числу размещений из n по m , отличающихся элементами или их порядком:

$$NT = A_n^m = n! / (n - m)!$$

В частном случае, когда $m = n$, NT равно числу перестановок из n элементов:

$$NT = P_n = n!.$$

Практически число вариантов базовой компоновки оказывается меньше NT , так как всегда имеется ряд ограничений на синтез, делающий невозможными некоторые варианты компоновки (см. ниже).

Рассмотрим это положение применительно к трехкоординатному многоцелевому станку с горизонтальным шпинделем (см. рис. 4.4). В целях упрощения задачи будем использовать лишь координатный код компоновки, который для такого станка должен состоять из пяти символов (блоков), соответствующих пяти основным элементам компоновки — инструментальному шпинделю, бабке, стойке, станине и столу заготовки. При решении задачи код можно свести даже к четырем символам (блокам), поскольку положение инструментального шпинделя в структуре компоновки для всех вариантов должно оставаться неизменным, т. е. перестановкам не подлежит. В данном случае, когда в коде 1-го подвижного блока учитываются лишь вид и координата движения, $m = n$ и число возможных вариантов базовой компоновки P_n равно $4! = 24$.

Чтобы упорядочить запись множества вариантов компоновок, разделим его на четыре подмножества в зависимости от положения станины в структуре компоновки. Варианты компоновок внутри каждого подмножества могут быть получены перестановкой соседних движений (и, следовательно, элементов компоновки). Полученная матрица вариантов показана на рис. 4.7.

Допустим, что коды компоновки в матрице записаны, начиная с инструмента (на рис. 4.7 — начиная с бабки инструментального шпинделя). Тогда крайние

13 11 12 00	13 11 00 12	13 00 11 12	00 13 11 12
13 12 11 00	13 12 00 11	13 00 12 11	00 13 12 11
12 13 11 00	12 13 00 11	12 00 13 11	00 12 13 11
11 13 12 00	11 13 00 12	11 00 13 12	00 11 13 12
11 12 13 00	11 12 00 13	11 00 12 13	00 11 12 13
12 11 13 00	12 11 00 13	12 00 11 13	00 12 11 13

Рис. 4.7. Матрица вариантов координатных кодов компоновок трехкоординатного многоцелевого станка

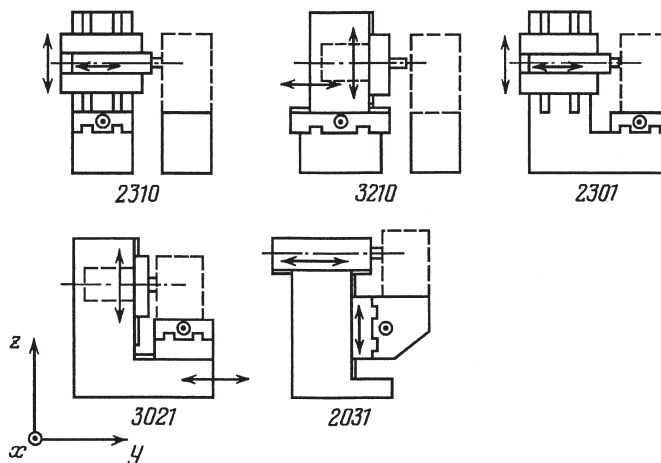


Рис. 4.8. Распространенные компоновки многоцелевых станков (штриховой линией показана заготовка)

столбцы матрицы соответствуют односторонним компоновкам, в которых все координатные движения выполняют либо блоки ветви инструмента, либо блоки ветви заготовки. В компоновках средних столбцов в координатных движениях участвуют обе ветви. Некоторые из компоновок показаны на рис. 4.8.

Матрица разделена ступенчатой линией на две равные части, в левой находятся компоновки, у которых вертикальное перемещение совершает режущий инструмент, а в правой — заготовка. Первые компоновки характерны для средних и тяжелых станков, вторые — для малых. В частности, рассмотренный ранее станок мод. ИР500ПМФ4 (без учета инструментального шпинделя и круглого стола заготовки) попал в левую часть матрицы как достаточно крупный станок.

При увеличении числа разрядов в каждом символе кода и использовании более подробных кодов (например, семизначного структурного) число теоретически возможных вариантов компоновки значительно увеличивается.

В этом случае задачу синтеза компоновки удобно решать в два этапа. На первом — синтезировать возможные варианты подвижных блоков, на втором — компоновку ветвей инструмента и заготовки из этих подвижных блоков (см. пример ниже).

Общим подходом к решению задач структурного синтеза компоновок является перебор вариантов. Так как вариантов в реальных задачах получается много, ускорить процедуру можно, представив ее в виде направленного графа (см. ниже). Граф имеет семь уровней — столько, сколько позиций у структурного кода. Его вершины соответствуют состояниям кодов подвижных блоков.

При переборе вариантов в этом случае на каждом уровне графа осуществляется проверка их по ограничениям. Ограничения подразделяются на обязательные и вводимые. *Обязательные ограничения* учитывают допустимость тех или иных вариантов, получающихся при переборе. Примером такого рода ограничений является запрет на совпадение нормали к стыку (3-я позиция структурного кода подвижного блока) с направлением движения (2-я позиция). Другим

примером обязательного ограничения, но на синтез структуры ветви, является недопустимость одинаковых подвижных блоков в одной ветви компоновки.

Вводимые ограничения (требования на структурный синтез) могут быть связаны со встраиванием станка в ГПС, с размещением на нем устройств автоматической смены инструмента и заготовки; удобством отвода стружки; могут вытекать из условий, наложенных на компоновку размерами обрабатываемой заготовки (например, нежелательность вертикального перемещения крупной заготовки); могут быть связаны с унификацией отдельных деталей несущей системы станка и др.

Вводимые ограничения можно подразделить на 4 типа:

- 1) разрешение или запрещение определенного перемещения в данной ветви компоновки;
- 2) указание разместить определенный подвижный блок на заданном месте в структуре ветви;
- 3) указание разместить в ветви компоновки определенный подвижный блок на заданном месте;
- 4) указание разместить в ветви компоновки подвижный блок с заданными параметрами, в качестве которых могут выступать любые элементы структурного кода (т. е. элементы k_i).

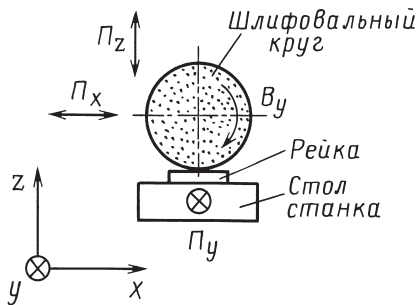


Рис. 4.9. Схема движений при шлифовании зубьев рейки

Рассмотрим пример использования данного подхода для синтеза компоновки станка для шлифования плоских реек. Схема системы координат и координатные движения, необходимые для шлифования, показаны на рис. 4.9. Известны также максимальные размеры заготовки, от которых зависят величины перемещений исполнительных звеньев станка.

Допустим, что в техническом задании на проектирование станка указано на необходимость унификации на заводе-изготовителе комбинации «стол—станина» в ветви заготовки. Это означает, что синтезировать ветвь заготовки не надо. Она состоит из одного подвижного блока (стола) и станины, что может быть записано следующим образом:

1230121 0000000.

Это означает, что стол совершает прямолинейное поступательное движение (1) вдоль оси y (2); нормаль к плоскости подвижного стыка стола со станиной расположена вдоль оси z (3) без наклона (0); использован 1-й тип подвижного стыка; переход через стык осуществляется против (2) направления оси z ; форма стола — призма (1). Станина обозначена набором из семи нулей.

Таким образом, ветвь инструмента должна реализовывать оставшиеся три движения — вращательное движение шлифовального круга вокруг оси y и два прямолинейных поступательных — вдоль осей x и z .

Введем ограничения на синтез ветви инструмента:

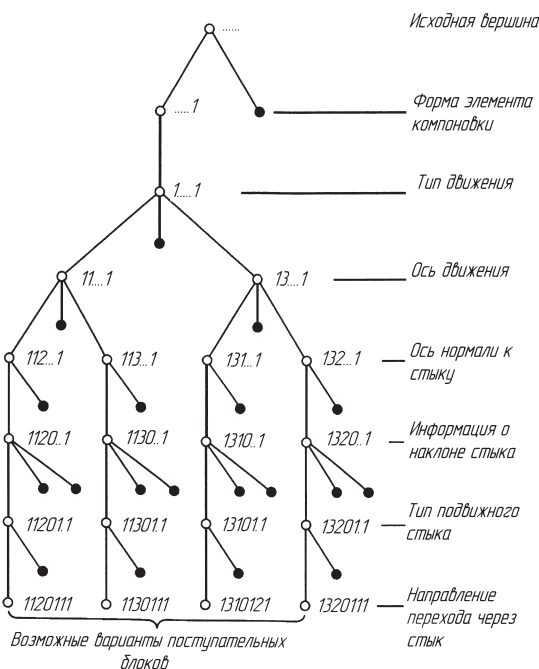


Рис. 4.10. Направленный граф синтеза подвижных блоков рейкошлифовального станка

1) разместить шпиндель шлифовального круга на 1-м месте — очевидное ограничение 2-го типа;

2) поступательные подвижные блоки должны осуществлять движения параллельно осям x и z (без наклона соответствующих стыков), что определено размещением заготовки на столе станка;

3) форма элементов компоновки обоих поступательных блоков — призма;

4) тип стыков обоих поступательных подвижных блоков — первый;

5) направление перехода через подвижные стыки поступательных подвижных блоков — либо по, либо против соответствующей оси координат (не «и»).

Ограничения 4 и 5 введены здесь для упрощения решения задачи. Ограничение 1 упростило задачу: варианты структуры ветви инструмента могут возникать лишь за счет использования различных комбинаций поступательных подвижных блоков.

На первом этапе решения задачи синтезируем возможные варианты этих блоков с учетом введенных ограничений 2—4. Для этого используем направленный граф синтеза подвижных блоков (рис. 4.10). На соответствующих уровнях графа ограничения показаны зачернением его вершин. Рядом проставлены оставшиеся после проверки ограничений состояния кодов.

Анализ графа с учетом введенных ограничений позволил установить, что возможны лишь четыре варианта поступательных подвижных блоков (рис. 4.11). На рис. 4.11, а изображена компоновка с постоянной длиной консоли от оси шпинделя до вертикальных направляющих, а на рис. 4.11, б — с переменной длиной консоли.

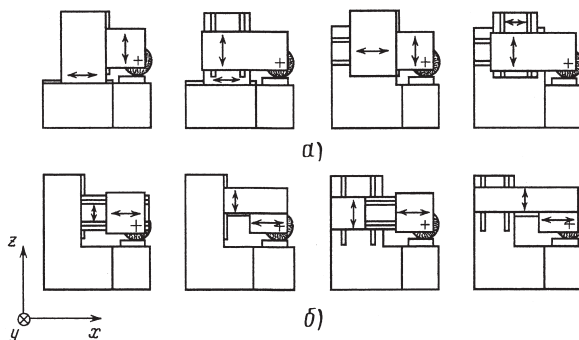


Рис. 4.11. Эскизы вариантов компоновки рейкошлицевого станка

На втором этапе проводится синтез ветви инструмента. Теоретическое число вариантов структуры ветви равно числу размещений поступательных подвижных блоков из 4 по 2, т.е.

$$A_4^2 = 4!/(4-2)! = 3 \cdot 4 = 12.$$

Однако не все они проходят по обязательным ограничениям — нельзя, чтобы в одной ветви встречались подвижные блоки, совершающие одинаковые координатные движения. После учета обязательных ограничений остается восемь независимых вариантов структур ветви инструмента.

Таким образом, в результате структурного синтеза с ограничениями получается небольшое множество альтернативных вариантов компоновок, представленных своими структурными кодами. Первоначально геометрические параметры графического изображения компоновок определяются ориентировочно, исходя из размеров заготовки. Далее же эти параметры уточняются по критерию статической жесткости компоновки как одному из важнейших [1].

Структурный синтез компоновки станка осуществляется с помощью ЭВМ [102].

4.3. Комплексная оценка качества компоновки

Стремление улучшить конструкцию станка связано с необходимостью оценки его свойств по основным показателям качества. Процедура оценивания предполагает наличие: а) соответствующих критериев, т.е. правил предпочтения одного варианта другому; б) технических требований к этим критериям (нормативов).

В качестве критериев могут использоваться такие выходные характеристики станка, как изменение относительного положения инструмента и заготовки в процессе обработки, распределение давлений на направляющих подвижных стыков и др. В ряде случаев отдельные критерии могут быть свернуты в одну целевую функцию.

Требования должны вытекать из взаимосвязи выходных характеристик станка с такими основными показателями его качества, как производительность и точность [78].

Качество компоновки нельзя отождествлять с качеством самого станка. Однако эти два понятия имеют сильную корреляционную связь. Именно поэтому

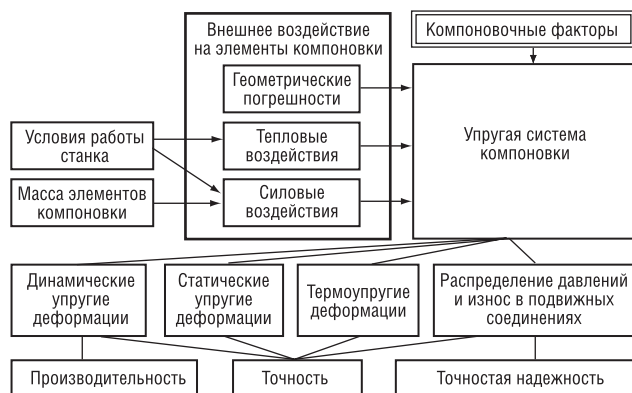


Рис. 4.12. Влияние компоновки и ее элементов на основные показатели качества станка

стадия эскизной разработки, когда выбирается компоновка, считается одной из самых ответственных при проектировании станка. Под качеством компоновки понимается свойственная ей потенциальная возможность создания станка более высокого качества, чем станки с другими компоновками [1]. Конечно, качество станка зависит от всех этапов его создания, включая проектирование и изготовление. Однако предпосылки качества закладываются при синтезе компоновки и определении компоновочных факторов. Поэтому ошибки, допущенные на этом этапе, практически нельзя уже компенсировать, например тщательностью изготовления и сборки станка.

Компоновка и ее элементы влияют на основные показатели качества станка (рис. 4.12). Основные факторы, воздействующие на компоновку станка геометрические погрешности элементов компоновки (в первую очередь отклонения от прямолинейности и неплоскостность направляющих подвижных стыков), от которых зависит их положение без нагрузки, а также силовые и тепловые воздействия, определяемые условиями работы станка и массой элементов компоновки.

Силовые воздействия — составляющие силы резания, их отклонения, а также возмущения, вызванные погрешностями изготовления узлов и деталей станка (неуравновешенность вращающихся частей, погрешности подшипников и др.), зависят от вида обработки, режима работы станка, материала обрабатываемой заготовки и др. Тепловые воздействия связаны, в первую очередь, с тепловыделениями в опорах шпиндельных узлов, электро- и гидродвигателях, влиянием смазочно-охлаждающей жидкости, процесса резания и др.

Целью проектирования компоновки является определение *компоновочных факторов*. Все перечисленные факторы определяют пространственно-силовое взаимодействие элементов компоновки. Так как условия работы станка изменяются во времени, взаимодействие элементов компоновки в общем случае также является функцией времени. Это надо учитывать особенно при анализе медленно протекающих процессов, таких, например, как износ подвижных соединений.

Пространственно-силовое взаимодействие элементов упругой системы компоновки определяет статические и динамические деформации станка, а также его пространственно-временные температурные деформации. Эти деформации, приведенные к инструменту и заготовке, непосредственно влияют на *точность*

станка. Деформации элементов компоновки обуславливают также характер распределения давлений в подвижных стыках, а следовательно, и износ направляющих, который приводит к снижению *точностной надежности* станка.

Точность станка тесно связана с его *производительностью*. Вместе с тем последняя непосредственно зависит от динамических характеристик станка, которые определяют запас устойчивости при резании.

Выбирая компоновочные факторы в процессе проектирования компоновки станка, можно добиться того, что при заданных условиях его работы изменения относительного положения инструмента и заготовки (по отношению к их номинальному значению) будут минимальными или, по крайней мере, допустимыми, а распределение давлений в направляющих — наиболее благоприятным.

Может оказаться, что производительность или точность станка ограничена лишь какой-либо одной из его выходных характеристик, в то время как остальные находятся на достаточно высоком уровне. Отсюда следует, что оценка конструкции станка по одной из характеристик не является полной и должна, как правило, осуществляться на основе совместного рассмотрения ряда характеристик, ограничивающих одни и те же показатели качества.

Сказанное в полной мере относится и к компоновке как основе конструкции станка. При оценке альтернативных вариантов компоновки нужно стремиться к близости в соответствующих точках рабочего пространства станка значений упругих и температурных деформаций, а также отклонений исполнительных звеньев, вызванных геометрическими погрешностями.

Таким образом, компоновка станка должна быть в известном смысле сбалансирована по разным характеристикам, ограничивающим в первую очередь точность. Естественно, что сопоставление характеристик должно проводиться с учетом скоростей протекания процессов деформирования во времени.

В настоящее время комплексная оценка качества компоновок развита недостаточно, в основном из-за отсутствия необходимой информации о параметрах станка на ранней стадии его проектирования.

Наибольшие трудности связаны с оценкой влияния компоновки на точность через температурные деформации ее элементов, которые в значительной степени определяются конструкцией корпусных деталей несущей системы, еще не проработанной на этой стадии проектирования. В связи со сказанным важным направлением работ в этой области может явиться создание методики построения относительно простых эквивалентных тепловых моделей компоновки, которые бы адекватно отражали наиболее важные и существенные особенности поведения станка при тепловых воздействиях.

Так как оценка компоновок проводится как сравнительная при минимальной детализации конструкции, основное внимание должно быть уделено компоновочным факторам. Конструкции некоторых элементов (например, направляющих) при сравнительном анализе качества компоновки следует учитывать лишь в той мере, в какой это необходимо для выполнения отдельных расчетов, и в сравниваемых вариантах она должна быть одинаковой или эквивалентной по качеству.

Учитывая сказанное, приходим к следующим выводам:

- 1) основным показателем качества компоновки является точность;

2) точность оценивается двояко — как в абсолютно жесткой несущей системе, способной лишь переносить погрешности положения элементов в точку обработки (т. е. лишь от геометрических погрешностей подвижных стыков, без учета влияния силовых факторов), и как в упругой системе, подверженной деформациям при действии на нее силовых факторов;

3) для более объективной оценки точность оценивается не только в центре, но и в крайних точках рабочего пространства по всем координатным осям.

Для оценки точности компоновки требуется некоторая исходная информация о ее структуре и параметрах. Ввод такой информации в виде кода затруднителен из-за сложности его интерпретации. Наиболее целесообразной формой ввода такой информации является использование подсистемы *графического синтеза компоновки*. При этом конструктор, используя достаточно развитый интерфейс, естественным для него способом отображает свои представления о компоновке, не думая об их предварительном кодировании.

Для синтеза используют геометрические объекты, являющиеся упрощенными аналогами деталей несущей системы станков, — станины, основания, корпусные детали и их соединения (стыки). При этом не следует отождествлять понятия компоновки и несущей системы. В компоновке еще нет и не может быть той детализации отдельных элементов, которая свойственна несущей системе. Более того, рассматривая компоновку, можно говорить, наоборот, о специальном упрощении формы элементов компоновки.

Исходя из этого, а также учитывая то обстоятельство, что более 95% деталей несущих систем станков имеют сечение прямоугольной и круглой формы, в качестве основных элементов компоновки можно использовать параллелепипед и цилиндр, причем последний значительно реже. Параллелепипед, напротив, используется очень широко, а в связи с возможностью построения компоновок с наклонными плоскостями в процессе геометрического синтеза часто вырождается в призму.

Специфическим элементом компоновки при ее графическом синтезе является рабочее пространство, где осуществляется обработка. Принимают допущение, что любое рабочее пространство можно вписать в параллелепипед. Чтобы устранить трудности стыковки ветвей в рабочем пространстве, компоновку строят по ветвям в направлении от рабочего пространства к стационарному блоку (станине или основанию станка).

Графический синтез делает проектирование компоновки весьма наглядным. Однако, учитывая относительную простоту рисунка компоновки, для ввода данных о ее вариантах и последующей их оценки можно вообще обойтись без графики. Ниже рассмотрена простая программа, написанная в среде Visual Basic, соответствующая такому подходу (рис. 4.13).

Рассмотрим пример оценки качества одного из вариантов компоновки многоцелевого станка с горизонтальным шпинделем, столом, перемещающимся по оси x , и стойкой, перемещающейся по оси y (расположение осей на рис. 4.14). Такая компоновка используется в станках многих фирм.

Геометрический синтез начинается с ввода данных о количестве ветвей и элементов компоновки, а также о размерах рабочего пространства (см. рис. 4.14). Центры граней рабочего пространства (опорные точки) пронумерованы и опре-

ОЦЕНКА КОМПОНОВКИ

2. Ввод данных 5. Результаты оценки 4. Деформации
6. Что делать дальше 3. Выбор вида оценки 1. 0 программе

ПОРЯДОК ОЦЕНКИ КОМПОНОВКИ:

- 1) ввести данные о размерах рабочего пространства (РП) станка, числе ветвей и элементов компоновки (ЭК);
- 2) задать характер движения и расположение ЭК;
- 3) задать условия нагружения (силы резания, учет веса);
- 4) провести автоматическую оценку варианта компоновки

ОЦЕНКА ВАРИАНТА КОМПОНОВКИ ПРОИЗВОДИТСЯ ПО:

- 1) величине D относительных перемещений инструмента и заготовки под нагрузкой в заданной точке рабочего пространства (РП) станка;
- 2) коэффициентам вариации K_v составляющих величины D в РП станка;
- 3) показателю GP влияния на точность компоновки геом. погрешностей ЭК и коэффициентам вариации K_d этого показателя в РП станка.

КРОМЕ ТОГО, ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

- линейные и угловые жесткости всех подвижных стыков компоновки;
- абсолютные перемещения (в мкм) и повороты (в угл. сек) ЭК под нагрузкой в системе координат с началом в центре РП станка

Разработчик - д.т.н. проф. Хомяков В. С.
кафедра станков МГТУ "Станкин"
тел. (095) 972-94-67

Начать оценку

Рис. 4.13. Методика компьютерной оценки компоновки

деленным образом расположены относительно начала глобальной системы координат xuz . Для построения ветвей компоновки следует указать номера граней рабочего пространства, с которых начинаются ветви. Принято, что первой всегда считается ветвь инструмента, а второй и последующими — ветви, связанные с заготовкой.

В рассматриваемом примере компоновка имеет две ветви: ветвь инструмента начинается в центре 4-й грани рабочего пространства, ветвь заготовки — в центре 6-й (см. рис. 4.14).

Затем для каждого элемента компоновки (начиная с ветви инструмента) указывают:

- тип движения — прямолинейное или вращательное;
- ось движения и ось нормали к плоскости стыка со следующим элементом;

ОЦЕНКА КОМПОНОВКИ

6. Что делать дальше 3. Выбор вида оценки 1. 0 программе
2. Ввод данных 5. Результаты оценки 4. Деформации

Вариант 1 имеет 2 ветвей и 3 ЭК
из них в ветви инта 2

Размеры РП станка
по X 800 по Y 500 по Z 600 мм

Опорные грани ветвей:
инструмента 4
заготовки 6

Структура компоновки
ЭК 3 совершает прямолинейное движение по(вокруг) оси X
Нормаль к плоскости стыка ЭК параллельна оси Z
Направление перехода через стык ЭК по отношению к направлению оси нормали противоположно

Рабочее пространство (РП) компоновки (красные цифры соответствуют номерам видимых опорных граней)

Габаритные р-ры ЭК 1
по X 500 по Y 250 по Z 400 мм
Ввести ЭК OK

Рис. 4.14. Ввод исходных данных для оценки

- направление перехода через стык по отношению к оси координат;
- габариты элемента (приблизительно).

При этом автоматически формируется структурный код (семизначный), описанный выше:

1-я ветвь компоновки:

- шпиндельная бабка совершает поступательное движение по оси z (1320121);
- стойка совершает поступательное движение по оси y (1230121);
- неподвижная станина (0000000).

2-я ветвь компоновки:

- стол совершает поступательное движение по оси x (1130121);
- неподвижная станина (0000000).

В процессе ввода данных о варианте компоновки осуществляется формирование его математической модели для *расчетной оценки качества*. Расчетная схема варианта в обычном понимании не разрабатывается.

На этом этапе автоматически формируются (рис. 4.15):

- 1) массив перемещений элементов компоновки;
- 2) массив координат характерных точек расчетной схемы (узловых точек, центров подвижных стыков и точки резания) в глобальной системе координат;
- 3) массив габаритов элементов компоновки.

Последний массив служит для вычисления масс элементов компоновки. Предполагается, что они сделаны из чугуна и имеют коэффициент заполнения 0,5...0,55; элементы компоновки считаются абсолютно жесткими, а их массы — сосредоточенными в узловых точках.

Введенная информация позволяет автоматически определить линейную и угловую жесткости подвижных стыков варианта компоновки. Для этого можно использовать данные о коэффициентах контактной податливости k стыков, имеющиеся в технической литературе. Например, для горизонтальных направляющих при средних давлениях 0,3 МПа коэффициенты k можно принимать равными 10...20 мкм/МПа (большие значения для большей ширины граней). Для

ОЦЕНКА КОМПОНОВКИ

2. Ввод данных 5. Результаты оценки 4. Деформации

6. Что делать дальше 3. Выбор вида оценки 1. О программе

Участие ЗК в перемещениях по осям координат и величины их перемещений (мм)

ЗК	по X	по Y	по Z
1		500,	600,
2		500,	
3	япп		

Коор-ты точек компоновки (мм)
 Сначала - центры ЗК (узловые точки),
 затем - центры стыков,
 последняя - точка резания

Точка	по X	по Y	по Z
1	0,	-125,	0,
2	0,	-450,	0,
3	0,	0,	-375,

По умолчанию точка резания находится в центре РП

СДЕЛАЙТЕ ВЫБОР:

A Оценить вар-т при резании в центре РП и опр-ть коэф-ты вариации характеристик в РП

B Оценить вар-т при резании в любой заданной точке РП
 Тогда нужно задать положение этой точки по каждой из осей координат (0 - центр РП; -1 или 1 - края РП; можно задавать дроби):
 по X по Y по Z

ВЫБОР СДЕЛАН

Рис. 4.15. Выбор вида оценки и формирование массивов данных

ОЦЕНКА КОМПОНОВКИ

6. Что делать дальше 3. Выбор вида оценки 1. 0. прогнание
2. Ввод данных 5. Результаты оценки 4. Деформации

Линейные и угловые жесткости стыков по осям (для информации)
Линейные (даН/мм) Угл. (в даНсм/угл.сек)

Определить жесткости стыков

Стык	X	Y	Z	X	Y	Z
1	58.	347.	28.	2352.	400.	7034.
2	71.	28.	427.	2894.	5541.	492.

Задать условия нагружения по X по Y по Z
Составляющие силы резания [-1000 -1000 1000] даН Расчет
☒ Весовую нагрузку от ЗК учитывать

Перемещения ЗК при заданных условиях нагружения компоновки (результаты расчета)
Лин. перемещения (в мм) по осям Повороты (в угл. сек) вокруг осей

ЗК	X	Y	Z	X	Y	Z
1	-191,5	-89,0	71,3	35,0	-7,2	95,0
2	-28,1	-86,1	-0,2	26,0	-7,2	91,5

Оценить вариант компоновки

Рис. 4.16. Определение жесткости стыков и расчет деформаций компоновки

вертикальных направляющих при прочих равных условиях значения k увеличивают на 30...40%.

Предварительно, с использованием введенного кода компоновки, проводится идентификация каждого подвижного стыка. Идентификация сводится к автоматической привязке каждого подвижного стыка к глобальной системе координат в целях последующего определения его геометрических характеристик — площадей и геометрических моментов инерции основных и боковых граней относительно всех осей стыка.

При определении этих характеристик каждый стык (конструкция которого пока не проработана) представлен упрощенной схемой. В частности, приняты некоторые допущения, касающиеся формы и соотношения размеров направляющих: все они считаются прямоугольными; площадь основных граней равна $0,42BL$, высота боковой грани $0,07B$ (здесь B — ширина, L — длина стыка). Эти соотношения соответствуют средним значениям размеров направляющих станков, и их можно считать допустимыми при сравнительном анализе компоновок.

Жесткость в направлении перемещения подвижных элементов компоновки считается пропорциональной их размерам и длине хода. На рис. 4.16 приведена таблица с расчетными значениями линейных и угловых жесткостей подвижных стыков.

В алгоритме подпрограммы определения параметров расчетной схемы должна быть предусмотрена коррекция жесткости стыка в зависимости от наклона его плоскости.

Таким образом, можно автоматически определить параметры всех стыков, сформировать матрицу $[C]$ жесткости и математическую модель упругой системы компоновки в виде

$$[C]\{q\} = \{F\},$$

где $\{q\}$ — вектор обобщенных координат упругой системы; $\{F\}$ — вектор внешних воздействий.

Вектор $\{q\}$ состоит из линейных отклонений узловых точек упругой системы от положения равновесия и поворотов элементов компоновки вокруг осей,

проходящих через узловые точки параллельно осям глобальной системы координат.

Для автоматического формирования вектора $\{F\}$ достаточно задать составляющие силы резания и указать, нужно ли учитывать при расчете массу подвижных элементов компоновки (учет влияния массы элементов компоновки чрезвычайно важен при анализе точности компоновки).

Эти данные позволяют провести расчетную оценку точности компоновки либо в центре рабочего пространства, либо в любой заданной точке (главным образом, на краях рабочего пространства).

Оценка проводится в два этапа.

1-й этап. Оценка геометрической точности компоновки.

Для оценки влияния компоновочных параметров (в частности, вылетов) на геометрическую точность компоновки определяется вектор D составляющих D_i смещения точки резания, вызванных геометрическими погрешностями GE_j положения j -го элемента компоновки:

$$D_i = [T_j] GE_j,$$

где $[T_j]$ — матрица переноса геометрических погрешностей положения в точку обработки.

Погрешности GE_j можно представить как вектор линейных смещений j -го элемента компоновки и его поворотов вокруг осей, проходящих через центр стыка параллельно осям координат. Учитывая приближенность оценки на этом этапе, линейные смещения элементов можно не учитывать. Повороты же элементов, несмотря на свою малость, за счет вылетов приводят к существенным смещениям точки обработки, ухудшающим геометрическую точность компоновки.

На ранней стадии проектирования погрешности положения GE_j неизвестны. Однако, так как они относятся к некомпоновочным факторам, при оценке точности на этапе выбора компоновки можно допустить, что они постоянны и одинаковы для всех элементов всех сравниваемых вариантов компоновки. Это позволяет более отчетливо выявить влияние компоновочных факторов (в частности, вылетов) на геометрическую точность станка. Так как компоновочные факторы у сравниваемых вариантов различны, влияние геометрических погрешностей элементов компоновки на ее точность тоже будет различным.

Приведенные в точку обработки погрешности GE_j суммируются. Так как фаза их действия неизвестна, то используется квадратичное суммирование. Полученные при этом показатели (по каждой i -й оси координат)

$$D_i = (GE_{1,i}^2 + GE_{2,i}^2 + \dots + GE_{j,i}^2 + \dots + GE_{n,i}^2)^{0,5}$$

будут характеризовать точность компоновки в смысле передачи ею геометрических погрешностей направляющих подвижных стыков.

Эти показатели определяются как при обработке в центре рабочего пространства, так и в его крайних точках. Перепады значений показателей D_i ($i = x, y, z$) в крайних точках рабочего пространства по каждой из осей координат могут служить характеристикой нестабильности точности компоновки в рабочем пространстве.

Показатели D_i имеют условный характер, так как их источник — погрешно-

сти положения элементов компоновки — неизвестны. Однако их величина достаточно представительно характеризует передачу компоновкой этих погрешностей в зону обработки.

Для оценки нестабильности точности компоновки в рабочем пространстве удобно использовать коэффициенты вариации k_{gi} показателей по каждой из осей координат:

$$k_{gi} = 100 \sigma_i / D_{i,0},$$

где σ_i — среднеквадратичное отклонение показателей D_i на краях рабочего пространства от значения $D_{i,0}$ в его центре.

Таким образом, для оценки геометрической точности компоновки можно использовать показатель $D_{i,0}$, а для оценки нестабильности точности в рабочем пространстве — коэффициент вариации k_{gi} .

Однако оценка точности компоновки будет неполной, если она не учитывает влияния сил резания и массы подвижных узлов на погрешности положения элементов компоновки.

2-й этап. Учет влияния силового нагружения.

Здесь компоновка рассматривается как упругая система, деформации которой вызывают дополнительные (к перемещениям, вызванным геометрическими погрешностями) относительные перемещения инструмента и заготовки. Их расчет вызывает ряд затруднений, связанных с отсутствием на этом этапе расчета информации о конструкции элементов станка. Однако, учитывая, что целью расчета является сравнение альтернативных вариантов компоновки, делают обычно ряд допущений, позволяющих решить задачу.

Наиболее распространены следующие допущения:

1) в расчетной схеме компоновки учитываются лишь те элементы, которые имеют значительную собственную податливость и, по существу, определяют значения суммарных смещений для компоновки в целом; к таким элементам относятся подвижные стыки и иногда длинные корпусные детали (например, некоторые станины, стойки и др.);

2) конструктивное исполнение элементов компоновки, как некомпоновочный фактор, не учитывается или полагается одинаковым для всех сравниваемых вариантов;

3) массу корпусных деталей станка приблизительно считают либо равномерно распределенной по всему объему детали, либо распределенной по стенкам, имеющим одинаковую толщину.

Расчетная схема упругой системы компоновки с учетом введенных допущений в большинстве случаев представляет собой совокупность абсолютно твердых тел, габариты которых соответствуют реальным корпусным деталям, и невесомых пружин, эквивалентных по жесткости подвижным стыкам между этими деталями.

Имея расчетные схемы альтернативных вариантов компоновок, можно при заданных условиях нагружения рассчитать для любой точки рабочего пространства суммарные относительные деформации D инструмента и заготовки и их составляющие D_x , D_y и D_z по осям координат. Условия нагружения должны, во-первых, соответствовать представительному виду обработки для данного станка

ОЦЕНКА КОМПОНОВКИ

6. Что делать дальше 3. Выбор вида оценки 1. О программе
2. Ввод данных 5. Результаты оценки 4. Деформации

РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ ВАРИАНТА КОМПОНОВКИ

Относительное перемещение D инструмента и заготовки (в мкм) в центре РП и его составляющие

D = **280,2** Dx = **249,1** Dy = **89,0** Dz = **92,5**

Коэффициенты вариации составляющих D в РП (в %)
 $K_v = 100 \cdot (|D_x| + |D_y| + |D_z|) / D$

Kvx = **0,0** Kvy = **0,0** Kvz = **32,6**

Коэф-ты вариации в РП составляющих суммарной геометрической погрешности компоновки, образованной приведенными в точку резания геометрическими погрешностями стыков (в %)

Kgx = **34,9** Kgy = **23,7** Kgz = **74,6**

Условный показатель геометрической погрешности (ГП) компоновки для центра РП

94,6

Масса подвижных ЭК составляет **1,21** тонн

Что делать дальше?

Рис. 4.17. Результаты оценки варианта компоновки

и оставаться неизменными при расчете всех вариантов компоновки. Во-вторых, они должны учитывать массы элементов компоновки, приложенные в их центрах тяжести. Массовая нагрузка у различных вариантов компоновки может различаться как по величинам, так и по координатам точек приложения.

Результаты расчета показателей варианта компоновки приведены на рис. 4.17. Их анализ показал следующее. При суммарной силе резания 17,3 кН наибольшие относительные перемещения (ОП) инструмента и заготовки в центре рабочего пространства компоновка имеет по оси x: они более чем в 2 раза превышают ОП в направлении других осей. Наибольшая нестабильность ОП наблюдается при перемещении шпиндельной бабки по оси z. Геометрические погрешности (ГП) подвижных стыков (погрешности положения элементов компоновки) в наибольшей степени влияют на точность компоновки по оси z, а условный показатель влияния геометрических погрешностей подвижных стыков составляет 94,6.

Результаты оценки дают достаточно полное представление о характеристиках компоновки варианта. Возможность их получения в считанные минуты подтверждает высокую эффективность информационной системы.

Так как параметры компоновки (в частности, размеры) назначались эвристически, анализ результатов позволяет оперативно вносить изменения в их значения и сразу же получать оценку скорректированного варианта.

Для этого предусмотрена специальная форма (рис. 4.18), в которой рассмотрены возможные пути дальнейших действий. Наибольший интерес в смысле кардинальных изменений представляют, конечно, изменение габаритов элементов компоновки и полное изменение ее структуры. При выборе соответствующего пути программа выводит расчетчика в нужное место расчетной оценки, максимально сохраняя при этом те данные, которые в данном случае не должны изменяться.

Динамические свойства компоновки, рассматриваемой как упругая система, в настоящее время обычно оценивают по суммарной максимальной динамической податливости, полученной для центральной точки рабочего пространства станка. Суммарная динамическая податливость упругой системы определяется по ее амплитудно-частотной характеристике (АЧХ) следующим образом.

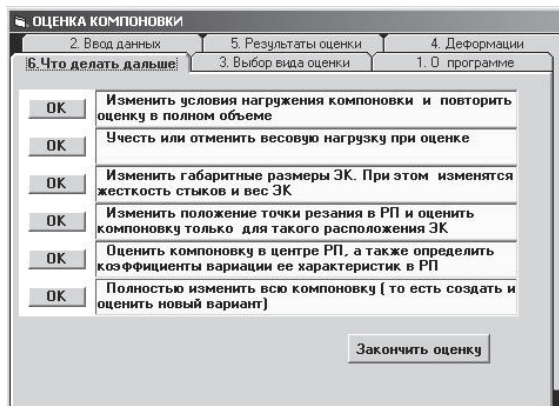


Рис. 4.18. Возможные пути анализа компоновки

Представим упругую систему станка в виде линейного динамического звена, имеющего вход и выход. Если силовое воздействие на входе представляет собой гармонический сигнал $F_{\text{вх}} = F_a \cos \omega t$, то на выходе будет также гармоническая функция той же частоты ω , но в общем случае сдвинутая по фазе относительно входной величины на угол $\varphi(\omega)$, т.е. $\delta_{\text{вых}} = \delta_a \cos[\omega t + \varphi(\omega)]$, где δ_a и $\delta_{\text{вых}}$ — амплитуды входного и выходного сигналов. Входной сигнал имитирует переменную составляющую силы резания, выходной соответствует изменению относительного положения инструмента и заготовки.

АЧХ упругой системы $|W_{ij}(\omega)|$ представляет собой зависимость отношения δ_a/F_a от частоты (рис. 4.19). Отношение δ_a/F_a — суммарная динамическая податливость упругой системы — имеет максимумы (пики), которые используются для оценки динамических свойств компоновки.

Для сравнительного анализа динамических свойств вариантов компоновки проводят расчет одной или нескольких наиболее важных АЧХ каждого варианта в диапазоне 0...300 Гц, где лежат основные собственные частоты несущей системы станка. Расчет проводят в направлении той координатной оси, которая в наибольшей степени определяет точность обработки. Лучшим считается тот

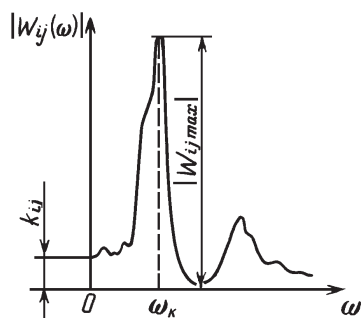


Рис. 4.19. АЧХ упругой системы компоновки (на частоте показана максимальная динамическая податливость)

вариант, АЧХ которого на собственных частотах в рассматриваемом диапазоне имеет пики (максимумы суммарной динамической податливости) меньшей высоты.

Лучшие динамические характеристики компоновки обеспечивают потенциальную возможность создания станка, обладающего более высокими показателями динамического качества при резании — запасом устойчивости [48] и низким уровнем вынужденных колебаний.

Еще одним показателем качества компоновки является *износостойкость* направляющих подвижных стыков, которая во многом определяет точностную надежность станков.

В практике станкостроения есть множество разнообразных способов повышения износостойкости направляющих. Это, прежде всего, улучшение триботехнических характеристик узлов трения и повышение механических свойств направляющих. Однако значительной может оказаться и роль компоновочных факторов, которые определяют характер распределения давлений в направляющих. Работоспособность направляющих характеризуется величинами средних и наибольших давлений на их гранях. Влияние компоновочных факторов (в первую очередь структуры компоновки, вылетов ее элементов относительно точки обработки) на распределение давлений по граням направляющих должно быть проанализировано при поиске лучшего варианта компоновки на этапе эскизного проектирования [101].

Основные узлы и механизмы станочных систем

5.1. Базовые узлы станков

5.1.1. Назначение базовых узлов и предъявляемые к ним требования

Необходимое пространственное расположение инструмента и заготовки под воздействием сил резания, собственного веса узлов и температурных воздействий обеспечивается несущей системой станка.

Несущая система — это совокупность базовых узлов между инструментом и заготовкой. В первую очередь — это корпусные детали (станины, основания, стойки, колонны, корпуса шпиндельных бабок и т.п.), а также каретки, суппорты, планшайбы, ползуны, траверсы и др. (рис. 5.1).

Многообразие корпусных деталей велико как по форме, так и по габаритам,

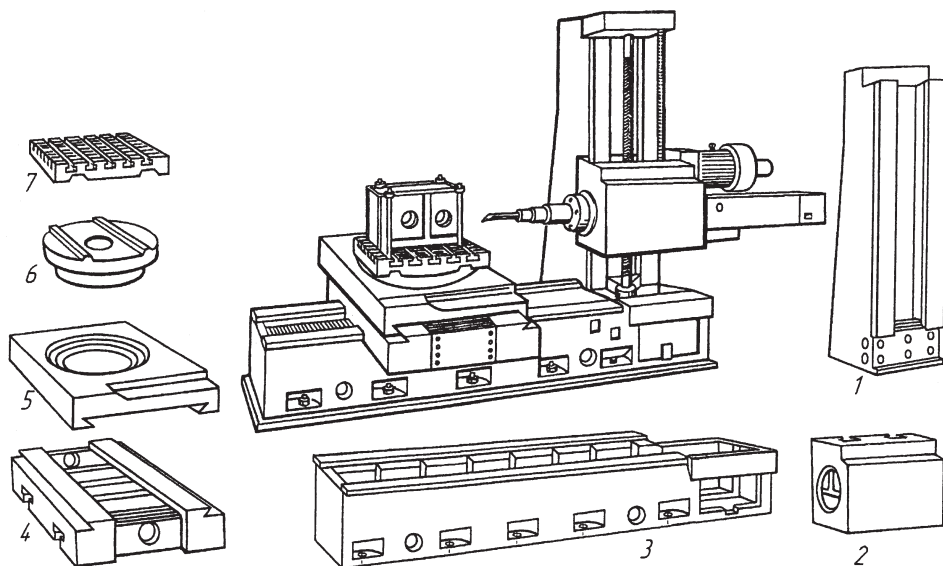


Рис. 5.1. Базовые детали фрезерно-расточного станка:

1 — стойка; 2 — шпиндельная бабка; 3 — станина; 4 — нижние салазки; 5 — верхние салазки; 6 — поворотный стол; 7 — монтажная плита (спутник)

массе и по назначению. Название базовых деталей отражает функциональное предназначение того или иного узла (рис. 5.2).

По своей *форме* базовые детали можно условно подразделить на три группы: брусья — детали, у которых один габаритный размер больше двух других; пластины — детали, у которых один размер значительно меньше двух других; коробки — детали с габаритными размерами одного порядка.

Базовые узлы станков должны иметь:

- высокую точность изготовления всех ответственных поверхностей для обеспечения требуемой геометрической точности станка;
- высокую жесткость, определяемую контактными деформациями подвижных и неподвижных стыков и деформациями самих базовых деталей;
- высокие демпфирующие свойства, т.е. способность гасить колебания между инструментом и заготовкой от действия различных источников вибраций;
- долговечность, которая выражается в стабильности формы базовых деталей и способности сохранять первоначальную точность в течение заданного срока эксплуатации.

Кроме того, базовые детали должны иметь малые температурные деформации, из-за которых могут произойти относительные смещения между инструментом и заготовкой.

Перечисленные требования удовлетворяются правильным выбором материала базовых деталей и конструктивных решений, которые являются общими, несмотря на многообразие форм. При конструировании базовых деталей стремятся к созданию конструкций жестких, но имеющих малую массу; простых по конфигурации, но обеспечивающих высокую точность; дающих экономию металла, но учитывающих возможности литейной технологии и технологии сварных конструкций. Конструирование базовых деталей во многом опирается на богатый практический опыт, накопленный за долгие годы у нас в стране и за рубежом.

5.1.2. Конструирование и расчет базовых деталей

Базовые детали чаще всего нагружены изгибающими и крутящими моментами, поэтому их целесообразно делать пустотелыми с замкнутым профилем. Основной принцип при конструировании — наилучшее использование мате-

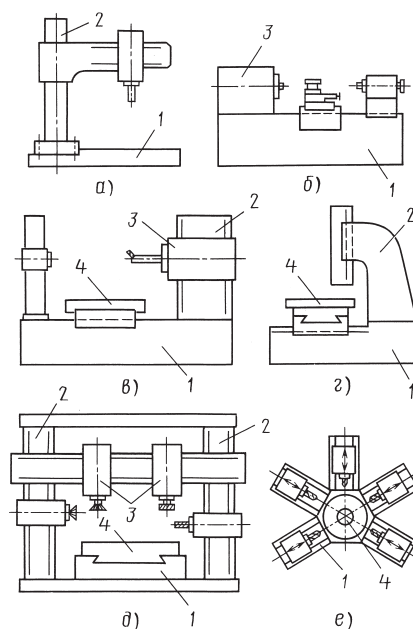
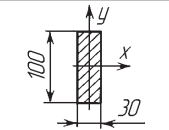
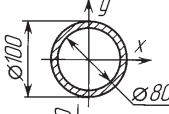
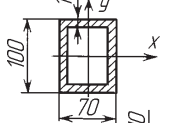
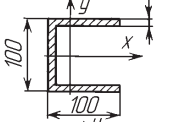
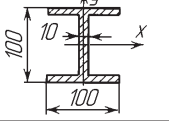


Рис. 5.2. Упрощенное изображение различных станков:

а — радиально-сверлильный; б — токарный; в — горизонтально-расточной; г — долбежный; д — продольно-фрезерный; е — агрегатный; 1 — станина; 2 — стойка; 3 — шпиндельная бабка; 4 — стол

5.1. Геометрические характеристики профилей

Профиль	Площадь, см ²	Моменты инерции сечения на изгиб, см ⁴		Момент инерции сечения на кручение, см ⁴
		J_x	J_y	
	30	250	67,5	72
	28,3	205	205	470
	30	370	202	390
	28	450	330	5,8
	28	450	170	6,4

риала. Из табл. 5.1 видно, что замкнутые профили обладают высокими значениями моментов инерции на кручение и, стало быть, будут иметь более высокую крутильную жесткость по сравнению с разомкнутыми такой же массы при минимальных затратах металла.

Станины несут на себе основные подвижные и неподвижные узлы станка. Форма поперечного сечения горизонтальных станин определяется требованиями жесткости, расположением направляющих, условиями удаления стружки и охлаждающей жидкости, условиями размещения в станинах различных механизмов, агрегатов и резервуаров для масла и охлаждающей жидкости.

Основные типы сечений горизонтальных станин представлены на рис. 5.3. Все сечения, кроме представленного на рис. 5.3, д, применяются при необходимости отвода большого количества стружки и охлаждающей жидкости. Станины с двойными стенками (рис. 5.3, б) в 1,3... 1,4 раза жестче, чем станины с одинарными стенками (рис. 5.3, а). Внутренние

полости между стенками часто делают замкнутыми и оставляют в них стержневую смесь. Сыпучий материал во внутренней полости повышает демпфирующие свойства станины. Применяются также станины, у которых отвод стружки производится через окна в задней стенке (рис. 5.3, в). Станины с наклонной задней стенкой и расположением направляющих на разном уровне (рис. 5.3, г) обладают высокой жесткостью и хорошими условиями для отвода стружки, но в этом случае усложняется конструкция суппортов.

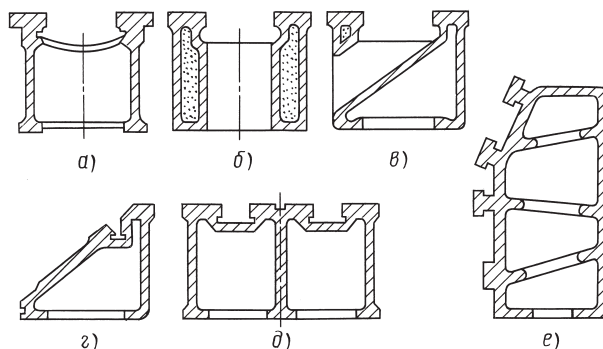


Рис. 5.3. Типы сечений горизонтальных станин

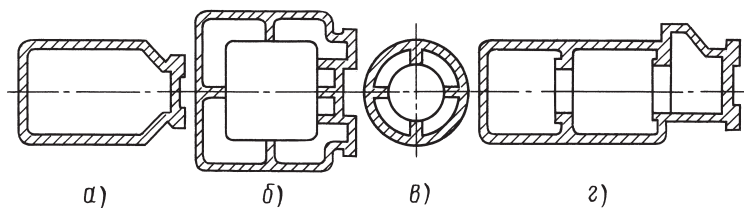


Рис. 5.4. Типы сечений вертикальных станин (стоек)

Тяжелые станки (токарные, продольно-строгальные, продольно-фрезерные, расточные) имеют сечение станин по типу показанных на рис. 5.3, д. При отсутствии защитных устройств отвод стружки производится через наклонные люки в станине. Сечения типа рис. 5.3, е применяются в высокопроизводительных станках и станках с программным управлением.

Форма сечений вертикальных станин (стоек) зависит от действующих на нее сил. Стойки, испытывающие нагрузки в плоскости симметрии, имеют профиль сечения, показанный на рис. 5.4, а, г. Если же нагрузка пространственная, то профиль сечения стоек делают близким к квадрату (рис. 5.4, б), что обеспечивает повышенную жесткость на кручение. Наконец, стойки станков имеют круглое сечение (рис. 5.4, в), если, например, необходимо обеспечить поворот узлов относительно оси стойки. Увеличения жесткости стоек добиваются с помощью поперечных и продольных ребер. Во избежание коробления стенок расстояние между ребрами не должно быть более 400 мм.

На рис. 5.5, а схематично показана деформация профиля стойки станка в разных сечениях при кручении, а на рис. 5.5, б, в — варианты расположения ребер внутри базовой детали. У большинства станков момент сил, действующих на стойку у основания, больше, чем сверху, поэтому стойки часто выполняют расширяющимися книзу, хотя бы в одной плоскости.

Плиты служат для повышения устойчивости станков с вертикальными станинами и применяются в станках с неподвижным изделием (тяжелые расточные, радиально-сверлильные, консольно-фрезерные и др.). Конструктивно плиты выполняют в виде пластины с системой стенок и ребер или двух пластин,

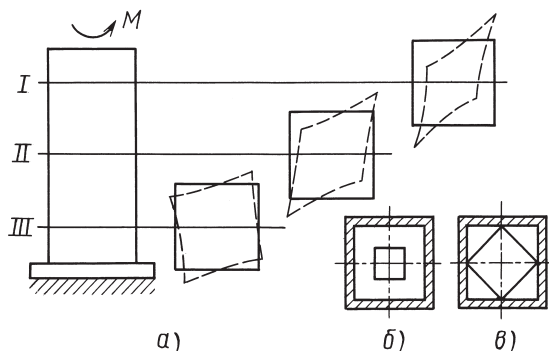


Рис. 5.5. Искажение контура стойки при кручении:
а — схема деформации сечения; б, в — варианты расположения ребер

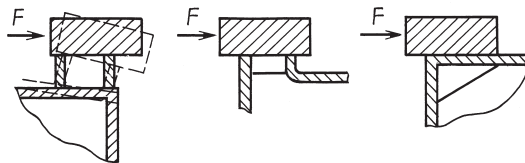


Рис. 5.6. Деформация направляющей при боковом усилии и способы расположения ребер, снижающих отгиб направляющей

скрепленных стенками и ребрами. Высота плит не должна быть меньше одной десятой длины плиты.

Коробчатые базовые детали — шпиндельные бабки, коробки скоростей, коробки подачи и т.п. — чаще имеют форму параллелепипеда, реже — цилиндрическую форму (многошпиндельные токарные автоматы). Жесткость коробок увеличивают за счет увеличения жесткости стенок непосредственно в месте приложения нагрузки путем постановки бобышек и ребер. Однако увеличение диаметра бобышек сверх 1,4...1,6 диаметра отверстия и высоты бобышки сверх 2,5...3 толщины стенки большого эффекта не дает. Отверстия в стенках снижают жесткость коробок пропорционально соотношению площадей отверстия и стенки.

Базовые узлы типа *суппортов* и *салазков* предназначены для перемещения заготовки или инструмента и имеют обычно две системы направляющих. Конструктивно формы суппортов и салазков определяются формой и расположением направляющих, конструкцией регулирующих элементов и механизма привода, требованиями к габаритам по высоте. При конструировании салазков и суппортов приходится учитывать противоречивые требования: уменьшение массы и габаритов по высоте, с одной стороны, и увеличение жесткости, которое достигается увеличением высоты салазков, с другой стороны. Местные деформации планок и направляющих от силы F , как, например на рис. 5.6, можно уменьшить рациональным расположением ребер.

Столы служат для поддержания и перемещения заготовок при обработке и подразделяются на подвижные и неподвижные. Подвижные столы имеют одну систему направляющих, т.е. перемещаются в одном направлении. Неподвижные для поддержания изделий и подвижные консольные столы имеют коробчатую форму с внутренними перегородками и ребрами, повышающими их жесткость.

Фрезерные, продольно-фрезерные, шлифовальные и другие станки имеют подвижные столы прямоугольной формы. Их жесткость определяется, главным образом, высотой. Отношение высоты стола к ширине у продольно-фрезерных станков считается оптимальным в пределах 0,14...0,16. В прецизионных станках движущийся стол не должен свисать с направляющих станины даже в своих крайних положениях.

Подвижные столы круглой формы имеют станки карусельные, зуборезные и др. Круглые столы (планшайбы) карусельных станков диаметром более 1000 мм выполняются коробчатыми с радиальными и кольцевыми ребрами. Рабочие поверхности столов снабжаются системой параллельных или иногда взаимно-перпендикулярных точно обработанных Т-образных пазов для установки и крепления различных приспособлений. Размеры этих пазов стандартизованы.

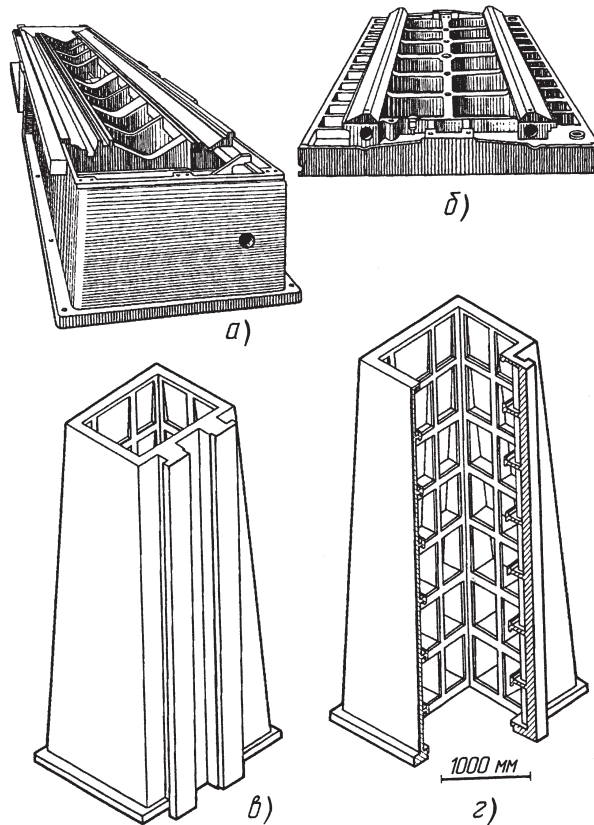


Рис. 5.7. Примеры оребрения и устройства перегородок в базовых деталях:
а — станины; б — стола; в, г — стойки

В большинстве конструкций базовых деталей в стенках предусматриваются окна и вырезы по технологическим соображениям, а иногда и для размещения внутри них некоторых вспомогательных устройств (элементов систем смазки и охлаждения, противовесов). Они сильно снижают жесткость базовых деталей, особенно крутильную. Для обеспечения высокой жесткости базовые детали снабжают ребрами и перегородками (рис. 5.7). Реже встречаются местные утолщения и приливы, так как по литейным соображениям следует стремиться к равной толщине стенок всей конструкции.

Уменьшение деформаций очень часто можно обеспечить конструктивными мерами, «заставляя» элементы базовых деталей работать на растяжение-сжатие вместо изгиба и кручения. Так, например, отгиб δ крепежной полки 2 от силы F (рис. 5.8, а) можно уменьшить приближением болтов к стенке 1; введением ребра, подпирающего стенку и полку в зоне болтов (рис. 5.8, б); расположением болтов в плоскости стенок (рис. 5.8, в). Последнее мероприятие усложняет конструкцию, но полностью устраняет изгибные деформации основания полки.

Базовые узлы станков рассчитывают на жесткость и температурные деформации, оценивая их влияние на точность обработки.

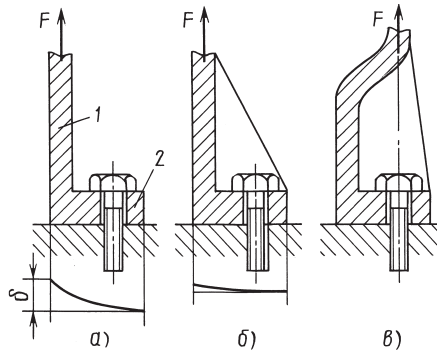


Рис. 5.8. Деформация крепежной полки и способы ее уменьшения

Изгибная и крутильная жесткость отдельных базовых деталей определяется отношениями

$$C_{\text{изг}} = F/f; \quad C_{\text{кр}} = M/\Theta,$$

где F — действующая сила; f — вызываемая силой деформация; M — крутящий момент; Θ — угол закручивания на единицу длины.

Расчет на жесткость носит приближенный характер. При этом все силовые факторы сводятся к сосредоточенным силам, стенки базовых деталей принимаются постоянного сечения, все рассчитываемые детали рассматриваются как брусья, пластины или коробки. Влияние конструктивного оформления элементов — окон, ребер, переменности сечений по длине — учитывается введением некоторых приведенных параметров — приведенной толщины стенок, приведенной жесткости и т.д.

Для расчета базовых деталей составляется расчетная схема (рис. 5.9) с действующими нагрузками. Определяются деформации с использованием табличных формул. Например, прогиб, см, в середине пролета двухопорной балки (рис. 5.9, а) можно определить по формуле

$$f = \frac{FL^3}{48(EJ)_{\text{пр}}},$$

а прогиб свободного конца балки с заделанным концом (рис. 5.9, б)

$$f = \frac{FL^3}{3(EJ)_{\text{пр}}},$$

где F — поперечная сила в середине пролета или на конце заделанной балки, Н; L — длина рабочего участка балки, см; $(EJ)_{\text{пр}}$ — приведенная изгибная жесткость балки, Н·см².

Угол закручивания Θ , рад, балки от действия крутящего момента

$$\Theta = \frac{M_{\text{кр}}L}{(GJ_p)_{\text{пр}}},$$

где $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент, Н·см; $(GJ_p)_{\text{пр}}$ — приведенная крутильная жесткость, Н·см².

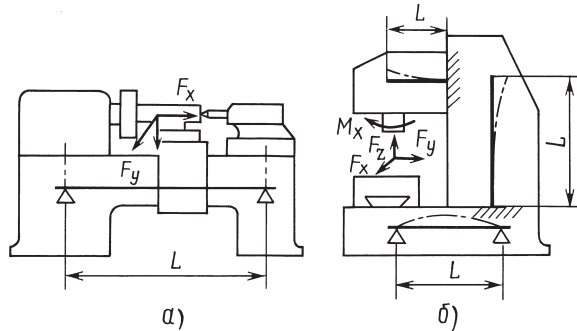


Рис. 5.9. Расчетные схемы для базовых деталей станков:
а — токарного; б — многооперационного

Приведенная жесткость элемента на изгиб или кручение определяется из условия равенства перемещений элемента, рассматриваемого как брус или пластина и как пространственная система, при выбранном частном виде нагружения только изгибающими силами или только крутящими моментами. Она зависит от конструктивного оформления базовой детали, от расположения перегородок, толщины стенок и т.п.

Жесткость соединений базовых деталей характеризуется отношением нагрузки к соответствующему перемещению в стыке. В общем балансе упругих перемещений несущей системы станка контактные деформации в стыках составляют от 30 до 70%.

Линейная деформация δ , мкм, и поворот φ , мкм/см, в плоском стыке при нагруженной центральной силой F , даН, и моментом M (в даН·см) (рис. 5.10) определяются выражениями

$$\delta = k(F/S)^m; \varphi = k_M M/J,$$

где k, k_M — коэффициенты контактной податливости; S, J — площадь и момент инерции сечения контакта; m — показатель степени, равный 0,5 для неподвижных поверхностей, обработанных чистовыми методами (для подвижных стыков $m = 1$).

Коэффициенты контактной податливости связаны соотношением

$$k_M = km(F/S)^{m-1}$$

и зависят от материала и качества обработки сопрягаемых поверхностей. Для стальных и чугунных деталей при чистовой обработке (точном точении, шлифовании и тщательном шабрении) $k = 0,15 \dots 0,2$ мкм·см²/даН, при притирке можно получить $k = 0,07$ мкм·см²/даН, а при сравнительно грубой обработке (фрезеровании, грубом шабрении) $k = 0,8 \dots 1,2$ мкм·см²/даН.

Неподвижные стыки базовых деталей имеют, как правило, предварительную за-

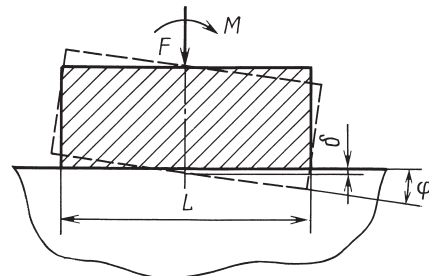


Рис. 5.10. Деформация плоского стыка при нагружении силой и моментом

тяжку силами значительно большими, чем силы резания. Это позволяет считать жесткость стыка в приближенных расчетах близкой к постоянному значению.

Точность приближенных расчетов оценивается сравнением результатов расчетов и экспериментов на реальных станках аналогичных конструкций при статическом нагружении, соответствующем нагружению при резании. Во многих случаях, когда базовые детали из-за сложности формы не поддаются расчету, проводят исследование жесткости на моделях, геометрически подобных рассматриваемому элементу или всей базовой детали. Обязательным условием при этом является равенство критериев подобия модели и натуре.

При расчете на жесткость методом конечных элементов базовые узлы станка представляются в виде произвольной композиции из стержневых и пластинчатых элементов. Пластинчатые элементы могут быть треугольные и прямоугольные с шестью степенями свободы. Связь между элементами и узлами может быть не только жесткой, но и упругой. В качестве внешних воздействий могут быть сосредоточенные и распределенные нагрузки, моменты, тепловые деформации, предварительные смещения и деформации в стержнях и т.д. Элементы могут быть стержневые или пластинчатые, плоские или пространственные.

Исходная информация состоит из геометрических и физических данных базовой детали и внешних и внутренних воздействий. По программе автоматически или в диалоговом режиме с оператором происходит разбиение базовой детали на элементы с отображением результатов на дисплее. Результатом расчета являются компоненты смещений всех узлов конструкции в абсолютных координатах (подробнее см. п. 9.3).

Температурные деформации базовых узлов оказывают существенное влияние на точность обработки, особенно в прецизионных станках при окончательных операциях. Основными источниками тепловыделений в станках являются двигатели, элементы привода, процесс резания. На рис. 5.11 показаны температурные смещения узлов плоскошлифовального станка с вертикальной осью шпинделя. Теплота Q , образовавшаяся в шпиндельной бабке, через стыки передается стойке станка. Ближние к источнику теплоты стенки будут нагреты сильнее,

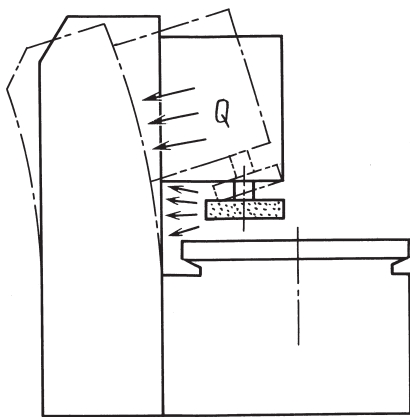


Рис. 5.11. Температурные деформации стойки плоскошлифовального станка

чем отдаленные, что вызывает искривление стойки и, как следствие, нарушение углового положения оси шпинделя относительно плоскости стола. Неравномерность нагрева отдельных точек стойки сравнительно невелика — $5...8^{\circ}\text{C}$ при средней избыточной температуре корпуса шпиндельной бабки $12...15^{\circ}\text{C}$. При этом нарушение заданного углового положения плоскости стола и торца шлифовального круга доходит до $0,1...0,15\text{ мм/м}$.

Расчет и анализ температурных деформаций несущей системы усложняются тем, что тепловые воздействия изменяются во времени по случайному закону. Поэтому применяется приближенный метод расчета

при наличии предварительных данных об источниках тепловыделений и температурном поле, т.е. распределении температуры в различных точках несущей системы после некоторого времени работы станка.

Основные пути уменьшения температурных деформаций

1. Уменьшение теплообразования в двигателях, опорах и передачах. Замена полужидкостного трения жидкостным и трением качения, что снижает силу трения и связанные с этим потери. Совершенствование системы смазывания путем замены смазывания разбрызгиванием и размешиванием на циркуляционную систему смазывания с нормированным количеством подаваемой смазочной жидкости или на систему смазывания масляным туманом, что также способствует уменьшению теплообразования и сокращению потерь.

2. Тепловая изоляция источников тепла от основных деталей несущей системы и интенсивный отвод образующегося в них тепла, минуя несущую систему.

3. Целесообразное расположение источников тепла, как правило, в верхней части станка, а наиболее мощных источников теплообразования: двигателей главного привода, резервуаров системы смазки, охлаждения и гидроприводов — вынесением на достаточное удаление за пределы станка, как это делается в современных прецизионных станках.

4. Взаимная компенсация температурных деформаций за счет внесения целесообразных изменений в конструкцию базовых деталей в целях улучшения баланса температурных деформаций. Для регулирования величины температурной деформации иногда используют специальные материалы с коэффициентом линейного расширения, отличным от аналогичного для обычного литейного чугуна. Так, легированный никелем чугун (36% Ni) имеет коэффициент линейного расширения в 5 раз меньший, чем у серого чугуна, а у сплавов типа инвар этот коэффициент меньше в 10...12 раз. Компенсация температурных деформаций возможна также при искусственном подогреве отдельных частей несущей системы, например теплым воздухом от двигателей.

5. Автоматическая компенсация температурных смещений путем измерения деформаций наиболее важных узлов и внесения поправок в их расположение от специального привода микроперемещений.

При конструировании базовых деталей необходимо учитывать следующее.

1. Детали, работающие на растяжение и сжатие, обладают, как правило, значительно большей жесткостью, чем детали, работающие на изгиб и кручение.

2. Наибольшую изгибную жесткость обеспечивают сечения с максимальным отнесением площади от нейтральной оси, а наибольшую крутильную жесткость — замкнутые кольцевые сечения. Разрез замкнутого контура приводит к уменьшению жесткости кручения в десятки и сотни раз.

3. Для уменьшения местных деформаций в базовых деталях необходимо применять перегородки, препятствующие искажению контура и обеспечивающие совместную работу стенок. Этой же цели служат отдельные ребра и сетка ребер.

4. Рациональный выбор опорных точек позволяет значительно уменьшить деформацию. Например, при постоянном сечении двухопорной балки установка опор в точках Бесселя на расстоянии $0,233L$ от концов балки уменьшает прогиб от собственной массы в 48 раз по сравнению с прогибом при опорах на концах.

5. Снизить погрешности обработки можно применением конструкций, обеспечивающих наименьшее перемещение между инструментом и заготовкой в направлении, определяющем точность обработки. К ним, в частности, относятся симметричные конструкции, уменьшающие влияние тепловых деформаций на точность.

6. Обработка базовых деталей с начальным деформированием в сторону, противоположную деформациям от массы или рабочей нагрузки, позволяет повысить точность обработки по длине. Этому добиваются также обеспечением малого изменения жесткости по координате обработки.

7. Необходимо стремиться к рациональному балансу жесткости, чтобы базовые детали имели жесткость неподвижных стыков такого же порядка, что и сами базовые детали, а также чтобы в балансе податливости несущей системы не было деталей, на которые приходилась основная деформация.

5.1.3. Материалы для базовых деталей

Основными материалами для базовых деталей, удовлетворяющими условиям стабильности размеров, жесткости и виброустойчивости, являются чугуны и низкоуглеродистые стали. Значительно реже применяется бетон, да и то в качестве материала для оснований или станин.

Чугун — наиболее распространенный материал для базовых деталей. Чаще всего применяется чугун марки СЧ 15. Он обладает хорошими литейными свойствами, мало коробится, но имеет сравнительно низкие механические свойства. Применяется для изготовления оснований большинства станков, салазок, столов, корпусов задних бабок, тонкостенных отливок с большими габаритами небольшой массы и других деталей сложной конфигурации при недопустимости сильного коробления и невозможности подвергнуть их старению.

При повышенных требованиях к износостойкости направляющих, выполненных за одно целое с базовой деталью, применяют также чугун марки СЧ 21. Также его широко используют для изготовления станин и других ответственных деталей прецизионных станков. Значительно реже применяются чугуны марок СЧ 32 и СЧ 36. Обладая высокой прочностью и износоустойчивостью, они имеют плохие литейные качества, поэтому их не рекомендуют для базовых деталей сложной формы и крупногабаритных. Они нашли свое применение в блоках и плитах многошпиндельных станков, в станинах токарных, револьверных, для базовых деталей станков-автоматов и других интенсивно нагруженных станков.

Используют в базовых деталях станков и легированные чугуны с присадками никеля, хрома, магния, ванадия и других элементов.

Следует помнить, что в литых чугунных изделиях образуются остаточные напряжения, которые могут привести к короблению базовых деталей и нарушению точности станка. Для снятия этих напряжений в станкостроении существуют различные методы старения: естественное старение, тепловая обработка, метод термоударов, отжиг, вибрационное старение, статическая перегрузка и др.

Сталь низкоуглеродистая применяется при изготовлении сварных базовых деталей относительно простой формы. Сварные базовые детали делают при мелкосерийном и индивидуальном характере производства и широко применяют их в станках, работающих при ударных и при очень больших нагрузках.

5.2. Физические свойства материалов базовых деталей

Физическая характеристика	Чугун серый	Сталь	Бетон	Полимербетон
Удельный вес, Н/дм ³	70...72	77...79	18...24	20...24
Модуль упругости, $E \cdot 10^4$, Н/мм ²	11,3...11,6	19,5...20,5	1,4...4,0	3,6...5,0
Коэффициент теплового расширения, α , 10^{-6} , град ⁻¹	8,0...10,4	10...13	11...14	15...18
Теплопроводность, Вт/(м·град)	45...52	80	0,3...0,9	0,5...1,9
Предел прочности, σ_B , Н/мм ²	100...300	400...1300	5...60	15...120
Логарифмический декремент затухания колебаний	0,0045	0,0023	0,02	0,02

Достоинства сварных конструкций по сравнению с литыми чугунными в значительно меньшей массе при той же жесткости, поскольку модуль упругости стали почти в 2 раза выше модуля упругости чугуна (табл. 5.2), в возможности применения более совершенных форм с точки зрения жесткости, в возможности исправления дефектов конструкции, в меньшей трудоемкости механической обработки и ускорении производства. При этом используется, в основном, листовая сталь марок Ст3 или Ст4 сравнительно большой толщины (8...12 мм). Тонкостенные базовые детали имеют толщину стенок 3...6 мм, позволяют получить максимальную экономию металла, но технологически сложны из-за большого числа перегородок и ребер. Применение конструкционных фасонных профилей в сварных станинах позволяет существенно снизить трудоемкость их изготовления.

Бетон имеет то положительное свойство, что он хорошо гасит вибрации, а это увеличивает динамическую жесткость станка. Кроме того, большая по сравнению с чугуном тепловая инерция делает бетон менее чувствительным к колебаниям температуры. Хотя модуль упругости бетона меньше, чем чугуна (см. табл. 5.2), ту же жесткость бетонной станины можно достичь увеличением толщины стенок.

Масса при этом остается в допустимых пределах, так как удельный вес бетона составляет только треть удельного веса серого чугуна.

В бетонных станинах направляющие и детали крепления базовых деталей залиты в бетон. Силовое замыкание происходит непосредственно через бетон, обеспечивая эффективное гашение вибраций.

Вместе с тем необходимо учитывать, что бетон после схватывания поглощает влагу, что влечет за собой изменение объема, а попадание масла на бетон повреждает его, т.е. необходимы мероприятия по защите бетона от влаги и попадания масла.

В станинах тяжелых станков находит применение железобетон. Обеспечивая такую же жесткость, как и чугунная станина, железобетон дает экономию металла примерно на 40...60%.

На некоторых станкозаводах освоена технология изготовления базовых деталей из полимербетона (рис. 5.12). Он включает в себя наполнитель в виде кварца (силикат), мраморную или гранитную крошку и связующий материал —

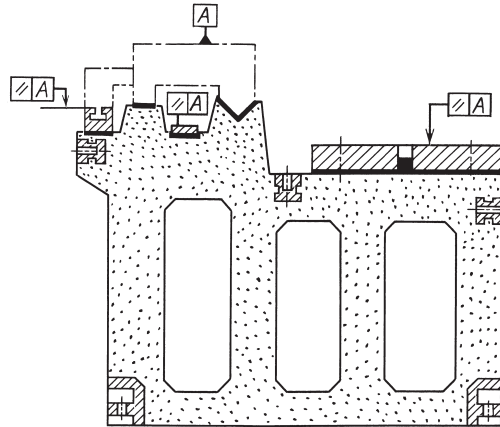


Рис. 5.12. Станина из полимербетона

эпоксидную, акриловую или метакриловую смолу с отвердителем. Обладая достоинствами бетонной станины, полимербетоны не боятся воздействия масла и влаги.

5.2. Проектирование и расчет направляющих

5.2.1. Общие сведения

Система направляющих и приводов подачи станков предназначена для перемещения инструмента, заготовки и связанных с ними узлов по заданной траектории с требуемой точностью. В общем случае траектория образуется как сочетание прямолинейных и круговых движений, и соответственно выделяются направляющие прямолинейного и кругового перемещения.

В течение заданного периода эксплуатации станка направляющие должны обеспечивать требуемую точность воспроизведения прямолинейной или круговой траектории, необходимую точность и плавность перемещений по этой траектории под действием рабочих нагрузок.

В металлорежущих станках применяются направляющие скольжения, качения, гидростатические, аэростатические. В настоящее время примерно в 95% станков используются направляющие первого и второго типов. Достаточно часто направляющие разных типов объединяют в одну конструкцию с целью сочетать их достоинства. Такие направляющие называют комбинированными.

Направляющие всех типов могут быть как замкнутыми, так и незамкнутыми. Замкнутые направляющие имеют вспомогательные грани, помогающие воспринимать опрокидывающие моменты. Конструкция незамкнутых направляющих значительно проще, но они не могут воспринимать большие опрокидывающие моменты, так как противодействие таким нагрузкам обеспечивается только за счет массы перемещаемого узла. Соответственно они могут быть расположены только в горизонтальной плоскости и используются, как правило, в сочетании с замкнутыми направляющими.

Направляющие являются частью несущей системы станка, и решение о выборе их типа принимается на ранних стадиях проектирования, непосредственно после выбора компоновки, исходя из требований, предъявляемых к точности, жесткости и динамическому качеству конструкции.

Проектирование и расчет направляющих начинают после эскизного прочерчивания основных узлов станка, так как для определения размеров направляющих необходимо знать массу и размеры перемещаемого узла, плечи приложенных к нему нагрузок.

При проектировании направляющих необходимо обеспечить восприятие ими рабочих нагрузок при сохранении требуемой геометрической точности и физических характеристик в течение заданного периода эксплуатации станка.

Расчет направляющих включает в себя составление схемы действия внешних сил, определение реакций и характера контактных взаимодействий (эпюры давления). При этом используют шесть уравнений статики (для пространственной системы), определяющих равновесие перемещаемого узла, а для статически неопределимых систем — дополнительные уравнения, отражающие условия деформации системы. Рассчитанные значения давления сравнивают с допустимыми значениями и, если результат неудовлетворителен, вносят необходимые изменения в конструкцию и повторяют расчет.

5.2.2. Свойства, материал и особенности конструкции направляющих скольжения

Достоинства направляющих скольжения — высокая контактная жесткость и хорошие демпфирующие свойства. Кроме того, они обеспечивают надежную фиксацию подвижного узла станка после его перемещения в заданную позицию. Однако непосредственный контакт сопряженных поверхностей в направляющих скольжения является причиной непостоянства и большой величины сил сопротивления. В зависимости от нагрузки, скорости, типа системы смазывания и количества смазочного материала направляющие могут работать в режиме сухого, граничного и полужидкостного трения.

У направляющих скольжения существенно различаются сила трения покоя и сила трения движения, последняя сильно зависит от скорости скольжения. Эта разница приводит к скачкообразному движению узлов при малых скоростях, что крайне нежелательно, особенно для станков с ЧПУ. Для устранения этого недостатка используют специальные антискачковые масла либо накладки из антифрикционных материалов. Антискачковые масла отличаются от обычных наличием присадок, образующих прочную масляную пленку на контактирующих поверхностях, предотвращающую возникновение непосредственного контакта. Если коэффициент трения покоя в паре чугун—чугун при обычных маслах равен $0,1 \dots 0,2$, то применение антискачковых масел снижает его до $0,075 \dots 0,09$. Применение накладок из полимерных материалов на основе фторопласта снижает коэффициент трения покоя до $0,04 \dots 0,06$.

Материал направляющих в значительной мере определяет их износостойкость и плавность движения узла. Во избежание крайне нежелательного явления — «схватывания» пару трения комплектуют из разнородных материалов, имеющих разный состав, структуру и твердость. Направляющие длиной дета-

ли делают более твердыми и износостойкими. Этим обеспечивается длительное сохранение точности, так как короткая деталь изнашивается достаточно равномерно.

Направляющие из серого чугуна, выполненные как одно целое с базовой деталью, наиболее просты и дешевы, но при интенсивной работе не обеспечивают необходимой долговечности. Их износостойкость повышают закалкой токами высокой частоты или струей низкотемпературной плазмы. Закалкой одной из сопряженных поверхностей до твердости 48...53 HRC можно повысить износостойчивость более чем в 2 раза.

Легированные присадки к чугунным направляющим дают повышение износостойкости только при последующей закалке до высокой твердости. Значительного повышения износостойкости чугунных направляющих можно добиться применением специальных покрытий. Хромирование направляющих слоем толщиной 25...50 мкм повышает твердость до 68...72 HRC, в 4...5 раз увеличивает износостойкость и существенно уменьшает коэффициент трения покоя и движения. Аналогичный эффект дает напыление направляющих слоем молибдена или сплавами с содержанием хрома. Хромируют только одну из сопряженных поверхностей, обычно более длинную, так как пара хром—хром склонна к «схватыванию», хотя и имеет минимальный коэффициент трения.

Стальные направляющие выполняют в виде отдельных планок. Материал накладных направляющих: малоуглеродистые стали 20, 20X, 20XHM, 18XГТ с цементацией и закалкой до твердости 60...65 HRC; азотируемые стали 38ХМЮА, 40ХФ, 30ХН2МА с глубиной азотирования 0,5 мм и закалкой до твердости 800...1000 HV. Реже применяют легированные, высокоуглеродистые стали типа ШХ15, ХВГ, 9ХС с объемной закалкой и отпуском до 58...62 HRC. Стальные направляющие имеют высокую износостойкость в паре с закаленным чугуном, а с бронзой износостойкость еще выше.

Цветные сплавы, такие как бронзы БрА9Мц2 и БрО10Ф1, цинковый сплав ЦАМ10-5, в паре со стальными и чугунными направляющими дают хорошие результаты по износостойкости, отсутствию «схватывания» и равномерности перемещения, но высокая стоимость сдерживает их широкое применение. Они используются, в основном, в тяжелых станках в виде накладных направляющих.

Из пластмасс в станках используются фторопласт, композиционные материалы на основе эпоксидных смол с присадками дисульфида молибдена, графита и неметаллических наполнителей, материалы на основе ацетальных смол. Пластмассы обладают хорошими фрикционными характеристиками, обеспечивают равномерность движения при малых скоростях и отсутствие «схватывания». Однако низкая износостойкость при абразивном загрязнении, влияние на них тепловых воздействий, влаги, масла, слабых щелочей и кислот ограничивает их применение. Пластмассы часто используют в комбинированных направляющих.

Чистый фторопласт применяется редко из-за его больших упругих и остаточных деформаций и быстрого износа. Введение в объем материала 15...30% наполнителей позволяет снизить износ в 250...1000 раз по сравнению с износом чистого фторопласта.

Наиболее распространенными наполнителями являются кокс, искусственный графит, дисульфид молибдена, металлические порошки, в том числе бронзовые. Коэффициенты трения наполненных фторопластов в зависимости от скорости изменяются незначительно. Наиболее благоприятное скольжение происходит в паре наполненный фторопласт—закаленная сталь, где коэффициенты трения покоя и движения практически одинаковы и не превышают 0,06...0,08. Коэффициенты трения наполненного фторопласта при скольжении по чугуну не превышают 0,09...0,12. Такие характеристики трения обеспечивают плавность и равномерность перемещения подвижных узлов станка.

Износостойкость наполненных фторопластов при трении по чугуну и закаленной стали существенно выше износостойкости сплава ЦАМ10-5 и алюминиевой бронзы при работе в одинаковых условиях. Износостойкость чугунных направляющих станин, работающих в паре с фторопластом, значительно выше, чем в паре с ЦАМ10-5. Коэффициенты контактной податливости стыков сталь—наполненный фторопласт и чугун—ЦАМ10-5 примерно одинаковы. Наполненный фторопласт в виде ленты наклеивается на одну из трущихся поверхностей направляющих.

Композиционные материалы на основе эпоксидных смол технологичны. На подготовленные поверхности направляющих более короткой базовой детали наносится слой композита толщиной 3...6 мм в пластичном состоянии. Поверхности направляющих более длинной базовой детали покрывают тонким слоем смазки или воска во избежание прилипания смолы и осуществляют сборку. После затвердевания профиль направляющих короткой детали полностью копирует профиль направляющих длинной детали. При необходимости такие покрытия можно обрабатывать.

Шероховатость рабочих поверхностей оказывает существенное влияние на силы трения и износ направляющих (особенно накладных направляющих из полимерных материалов). Износостойкость накладок из наполненного фторопласта возрастает в 3...7 раз при снижении шероховатости сопрягаемой поверхности с $Ra\ 1,25$ до $Ra\ 0,63$. Для средних (по массе) станков повышенной точности шероховатость сопрягаемой поверхности должна быть не выше $Ra\ 0,63$.

Эксплуатационные качества направляющих скольжения зависят не только от правильного выбора материалов сопряженных поверхностей и качества их обработки, но и от конструкции направляющих. Среди направляющих скольжения наиболее распространены формы, представленные на рис. 5.13.

На направляющих a , b , d — $ж$, $к$ — $п$, образующих охватываемый профиль, плохо удерживается смазочный материал, и поэтому их чаще применяют при сравнительно медленных перемещениях столов и суппортов. Их преимущество в более простом изготовлении, а также в том, что с них легче удалять случайно попавшую стружку.

Охватывающие направляющие ($б$, $г$, $з$, $и$, $р$) более пригодны для высоких скоростей скольжения, так как хорошо удерживают смазочный материал. Однако эти направляющие требуют надежной защиты от попадания стружки и других видов загрязнения.

Призматические направляющие (a — $г$) менее технологичны, чем плоские ($д$ — $и$), но обладают свойством саморегулирования (зазоры под действием на-

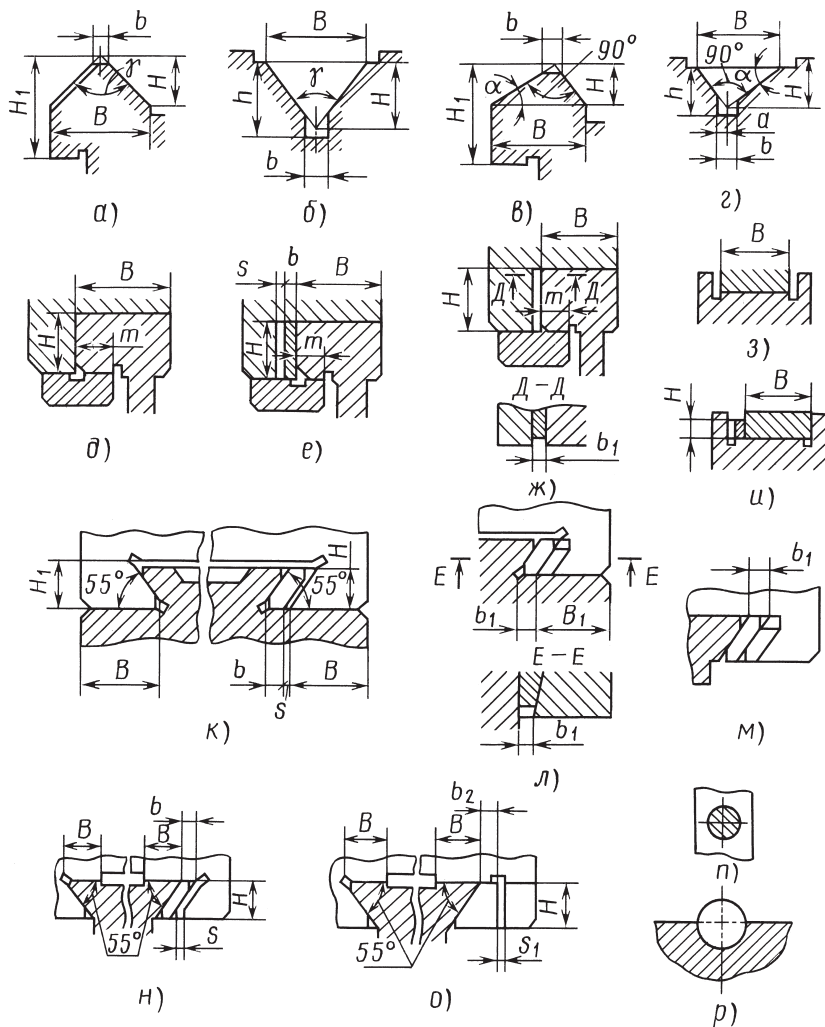


Рис. 5.13. Формы направляющих скольжения:

а—г — призматические; д—и — прямоугольные и плоские; к—о — трапецевидные (ласточкин хвост); п, р — круглые

грузок выбираются автоматически, за счет массы перемещаемого узла). Равносторонние треугольные направляющие (а) применяют преимущественно при симметричной нагрузке; треугольные с неодинаковыми гранями (в) — при асимметричной нагрузке; V-образные (б, г) — на станках, обеспечивающих большие скорости подвижных рабочих органов. Плоские (прямоугольные) направляющие (д—и) просты в изготовлении, но склонны к переориентации при реверсах и требуют устройств регулирования зазора.

Трапецевидные направляющие (в виде ласточкина хвоста) (к—о) удобны тем, что достаточно четырех поверхностей скольжения, чтобы воспринять нагрузки во всех направлениях, включая опрокидывающие моменты. Они компак-

5.3. Рекомендуемые размеры, мм, сечений направляющих

Форма направляющей	Размер (см. рис. 5.13)	H													
		6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	80	100	
Призматические: треугольные (а, в) V-образные (б, з)	H ₁	≈2H		(2,2...2,3)H					(2,5...2,7)H						—
	b	≈0,2H													—
	h	H+1					H+2		H+3			H+4			
	B	—	(1,5...1,7)H			≈2H		≈2,5H			(3,0...3,2)H			≈4H	
Прямоугольные и плоские (д—и)	m	—	≈0,4H					≈0,5H		≈0,6H					
	b	—	≈0,3H					≈0,25H							
	b ₁	—	≈0,3H		≈0,25H			≈0,2H			≈0,15H				
	s	—	0,5					1							
	H ₁	H+0,5				H+1				H+1, 5					—
Трапецевидные (ласточкин хвост) (к—о)	b	5	6	8	10	8	10	12	15	18	15	18	22	—	
	b ₁	—	—	3	4	5	6	8	6	8	10	8	10	12	
	b ₂	—			20			25		32			40	45	
	s	0,5					1					—			
	s ₁	—			1					2			—		

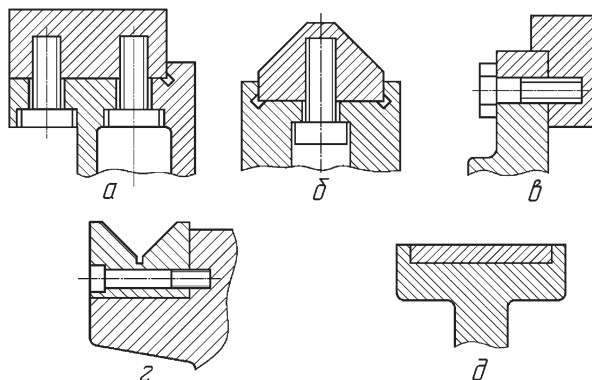


Рис. 5.14. Накладные направляющие скольжения:
а—г — массивные планки; д — тонкие пластины

тны, отличаются относительной простотой регулирования зазора, но сравнительно сложны в изготовлении и имеют довольно низкую жесткость. Обычно их применяют только при малых скоростях перемещений и средних требованиях к точности. Круглые направляющие (n , p) применяют редко. В охватываемом варианте (n) они не обеспечивают большой жесткости из-за прогибов штанг, закрепляемых на концах, поэтому целесообразно применять их при малой длине направляющих. В охватывающем варианте (p) сложно изготовить полукруглые пазы.

Для круговых направляющих планшайб и столов станков применяют преимущественно плоские ($з$, u) и V-образные направляющие скольжения. В табл. 5.3 приведены рекомендации по выбору значений размеров указанных направляющих в зависимости от базовой высоты H направляющих.

При выборе угла γ для треугольных (a) и V-образных ($б$) направляющих следует учитывать влияние этого угла на силу трения. При $\gamma < 60^\circ$, вследствие эффекта клина, силы трения могут принимать очень большие значения. Рекомендуется значения γ выбирать из диапазона $90 \dots 120^\circ$.

Наиболее часто применяемые конструкции накладных направляющих показаны на рис. 5.14. Накладные массивные планки ($a—г$) применяют в сварных и литых станинах. Их крепят винтами, клеем, а также винтами и клеем одновременно. Последний способ позволяет существенно увеличить контактную жесткость стыка направляющих. Расстояние между винтами, для устранения искривления и коробления, должно быть не больше удвоенной высоты планки.

Тонкие пластины из высоколегированной закаленной стали толщиной $4 \dots 8$ мм и сплавов цветных металлов толщиной $4 \dots 10$ мм вклеивают в пазы станины (рис. 5.14, $д$). Их применение позволяет более экономно использовать эти материалы. Число планок и пластин для составных направляющих должно быть минимальным, фаски на торцах и зазоры в стыках не допустимы. После шлифования направляющих стыки не должны быть заметны.

Важным фактором, влияющим на эксплуатационные свойства направляющих скольжения, является правильно выбранный технологический зазор. В случае недостаточной величины зазора может произойти заклинивание перемеща-

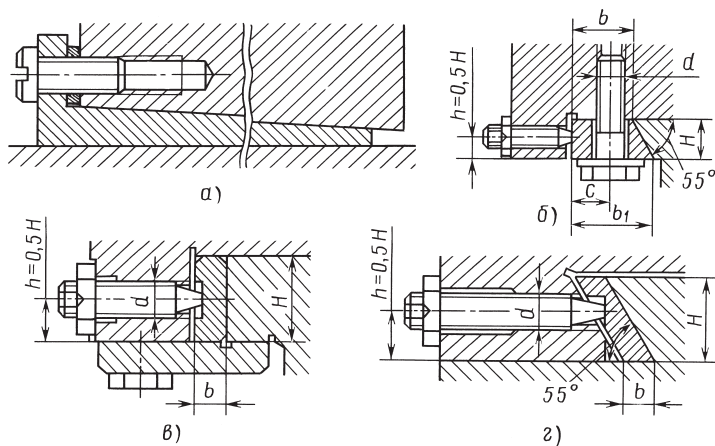


Рис. 5.15. Способы регулирования зазора в направляющих:

a — клином; *б* — планкой, закрепляемой после регулирования; *в* и *г* — планкой, не закрепляемой после регулирования

емого узла вследствие погрешностей изготовления, монтажа и температурных деформаций сопрягаемых деталей. Избыточная величина зазора становится причиной потери точности станка из-за переориентации перемещаемого узла при изменении направления нагрузок (например, при реверсах).

При изготовлении направляющих трудно обеспечить оптимальную величину зазоров в них, обеспечивающую плавность перемещения при минимальных потерях на трение, исключающую возможность заклинивания, даже при взаимной пригонке сопряженных поверхностей. Кроме того, первоначально установленные величины зазоров изменяются в процессе износа трущихся поверхностей, поэтому направляющие снабжают устройствами для периодического регулирования зазоров между сопряженными поверхностями.

Зазор в направляющих регулируют преимущественно тремя способами: клиньями (рис. 5.15, *a*); планками, закрепляемыми после регулирования (рис. 5.15, *б*); планками, не закрепляемыми после регулирования (рис. 5.15, *в*, *г*). Их желательно располагать с ненагруженной стороны направляющих, так как они понижают жесткость узла.

Регулирующие клинья обычно имеют уклон в пределах от 1:40 до 1:100. В табл. 5.4 и 5.5 приведены рекомендации для выбора размеров направляющих с регулировочными элементами [72].

Наибольшей жесткостью обладают направляющие, снабженные регулировочными планками, закрепляемыми после регулирования. Жесткость грани с клином примерно в 3...4 раза ниже жесткости грани с закрепляемой планкой. Жесткость грани с планкой, не закрепляемой после регулирования, принимает промежуточные значения по сравнению с первыми двумя способами регулирования и зависит от количества регулировочных винтов [53].

Силовое замыкание в направляющих скольжения обеспечивается с помощью прижимных планок с вспомогательными гранями. По рис. 5.16 и табл. 5.6 можно выбирать размеры прижимных планок направляющих. Присутствие в кон-

5.4. Рекомендуемые значения размеров планок, закрепляемых после регулирования (см. рис. 5.15, б)

H	b	b_1	C	d
20 25	20	33 36	12	M10
32	25	46	15	M12
40 50	32	58 64	20	M16
60	40	79	25	M20
80	45	96	28	M24

5.6. Рекомендуемые размеры, мм, прижимных планок

m	H	h	M	d	t
4	8	4	12	M4	5
5	8, 10	5	15	M5	4
6	10, 12	6	20	M6	6
8	12, 16	8	25	M8	7
10	16, 20	10	32	M10	9
12	20, 25, 32	12	40	M12	11
16	25, 32, 40, (45)*	16	50	M16	14
20	32, 40, (45), 50, (55)	20	60	M16	14
25	40, (45), 50, (55), 60, (70)	25	80	M20	20
32	50, (55), 60, 80, (70)	32	100	M24	20
40	(70), 80, 100	40	125	M30	25
50	(70), 80, 100	50	140	M36	28
60	100	60	160	M4	32

* См. примечание к табл. 5.6.

5.5. Рекомендуемые значения размеров планок, не закрепляемых после регулирования

H	b^*		d
	1	2	
См. рис. 5.15, в			
6 8	—	5	M3 M4
10	5	6	M5
12	6	8	M6
16	8	10	M8
20 25	10	12	M10
32	12	15	M12
40 50	15	18	M16 M16, M20
См. рис. 5.15, г			
8 10	—	2,5 3,0	M4
12	—	3,5	M5
16	—	5,0	M6, M8
20 25	—	6,0 8,0	M10
32	8	10	M12
40 (45) 50	10 12	12 15	M16
(55) 60	15	18	M16, M20 M20
70 80	18 20	20 25	M24, M30

* 1 и 2 — возможные варианты назначения размера b .

Примечание. Размеры без скобок предпочтительные, в скобках — допустимые.

струкции элемента, обеспечивающего натяг, увеличивает размер M на его ширину.

Конструкции направляющих существенно различаются в зависимости от типа, размеров, степени точности и компоновки металлорежущего станка (рис. 5.17).

Для токарных станков с расположением направляющих в горизонтальной плоскости наиболее распространенной является схема с треугольной передней и плоской задней гранями (рис. 5.17, а). Применяют конструкции с горизонтально расположенными прямоугольными направляющими (рис. 5.17, б). В этом случае предпочтительным является обеспечение силового замыкания на передней направляющей с расположением регулирующего элемента с ее задней стороны. При наклонной компоновке с углом наклона 60° и более основная нагрузка падает на ту направляющую, которая воспринимает вес суппортной группы, поэтому регулировочные элементы располагают или на противоположной направляющей (рис. 5.17, з), или на той же направляющей, но с другой ее стороны (рис. 5.17, в).

На рис. 5.17, д представлена схема с расположением направляющих в вертикальной плоскости, одна над другой. Верхняя треугольная направляющая воспринимает вес перемещающегося узла, а вертикальная грань «ласточкина хвоста» воспринимает опрокидывающий момент. Единственное устройство для регулирования зазора располагается на его наклонной грани. Недостатком этой

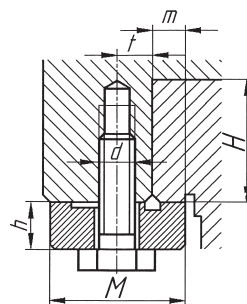


Рис. 5.16. Установка прижимных планок на направляющие

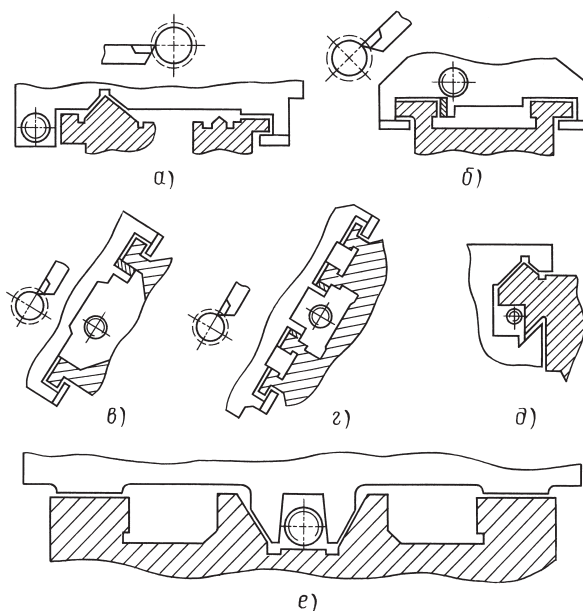


Рис. 5.17. Направляющие скольжения станков:

а — 16K20ФЗ, 16K20Т1; б — SD-NC 610Е (Венгрия); в — 1740 РФЗ и 1720 ПФ30; г — СТП 220АП; д — МС 12-250; е — DIXI-400 (Швейцария)

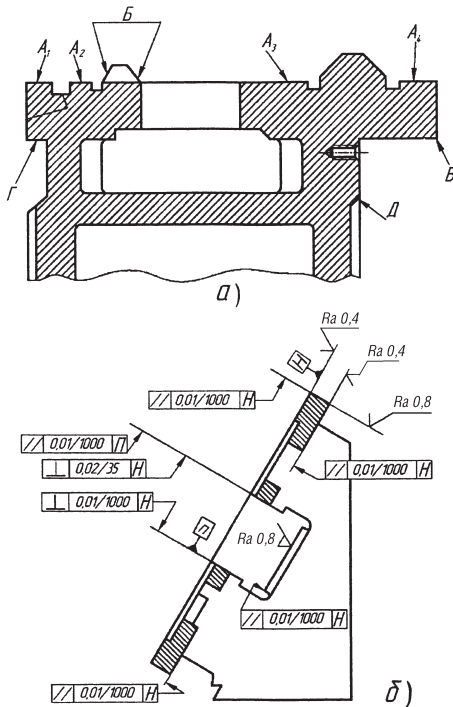


Рис. 5.18. Примеры конструкций направляющих скольжения:

а — профиль монолитных направляющих скольжения станины позиционного токарного станка; б — технические требования к сборке накладных направляющих скольжения токарного станка класса точности П

поверхностей В и Г направляющим поверхностям А₁ и А₄ не более 0,015 мм на длине 1000 мм. Допуск перпендикулярности поверхности Д к общей прилегающей поверхности А₁—А₃ 0,03 мм на длине 250 мм.

5.2.3. Особенности расчета направляющих скольжения

В общем случае расчет направляющих является очень сложной задачей, которую невозможно решить, используя точные аналитические методы. Это объясняется конструктивными и технологическими особенностями направляющих. Во-первых, базовые детали несущей системы обладают собственной жесткостью, и их деформация влияет на распределение давлений на гранях направляющих. Во-вторых, наличие технологических зазоров в направляющих скольжения, необходимых для исключения заклинивания подвижного узла, приводит при больших опрокидывающих моментах к исключению части поверхности основных и вспомогательных граней из непосредственного контакта. В-третьих, шерохова-

схемы является высокая сложность изготовления направляющих. При большой ширине и невысокой жесткости узла, в частности стола, направляющие могут быть выполнены по схеме, приведенной на рис. 5.17, е. В этом случае наклонные грани обеспечивают не только фиксацию стола в горизонтальном направлении, но и препятствуют прогибу стола под действием собственного веса, веса заготовки и сил резания.

При выборе компоновки станка и схемы направляющих необходимо исключить переориентацию перемещаемого узла хотя бы при чистовых режимах обработки и позиционировании. Этого добиваются, рационально выбирая число и взаимное расположение граней и обеспечивая силовое замыкание за счет веса перемещаемого узла и сил резания.

Примеры конструкции монолитных и накладных направляющих скольжения с указанием основных технических требований представлены на рис. 5.18.

Допуск на прямолинейность поверхности Б в вертикальной плоскости (рис. 5.18,а) составляет 0,012 мм на 1000 мм (допускается только выпуклость). Извернутость направляющих поверхностей А₁—А₄ не более 0,025 мм на всей длине направляющих. Допуск параллельности

тость, волнистость и отклонения формы рабочих поверхностей приводят к нелинейным, как правило, квадратичным зависимостям между контактными перемещениями и давлениями на гранях.

Фактически расчет направляющих является частью расчета упругих перемещений несущей системы станка и нелинейной задачей. Решение подобного класса задач осуществляется моделированием несущей системы с использованием метода конечных элементов или родственных ему методов. Результатом моделирования является система нелинейных уравнений, решение которой может быть получено с помощью итерационных процедур.

Такой подход является не только трудоемким, но и требующим достаточно подробной информации о конструкции (на уровне эскизного проекта), которая обычно отсутствует на ранних стадиях проектирования. В случае обнаружения конструктивных просчетов на стадии готового эскизного проекта внесение изменений приводит к существенным дополнительным временным и материальным затратам.

В 50—60-ых годах прошлого века были разработаны упрощенные методы расчета, опирающиеся на целый ряд допущений и использующие минимум информации. С тех пор они не претерпели существенных изменений.

Методы предварительного расчета базируются на следующих допущениях.

1. Поскольку деформации базовых деталей на ранних стадиях проектирования оценить невозможно, обе детали рассматриваются как абсолютно жесткие. При этом относительный поворот и смещение деталей происходит за счет деформации поверхностного слоя материала.

2. Контактное перемещение в любой точке стыка (направляющая—подвижный узел) δ прямо пропорционально давлению p в этой точке (гипотеза Винклера):

$$p = (1/k) \cdot \delta, \quad (5.1)$$

где k — коэффициент контактной податливости.

3. Полагая ширину направляющих существенно меньшей расстояния между ними, считают давление по всей ширине грани постоянным. Точка приложения равнодействующей реакции в этом случае лежит на средней линии грани.

В случае, когда жесткостью базовых деталей невозможно пренебречь, одну из деталей моделируют с использованием теории балок и плит на упругом основании. К этой группе деталей относят ползуны карусельных и долбежных станков, длинные столы фрезерных станков и т.д. Такой подход существенно усложняет расчет.

Рассмотрим подход, использующий допущения 1—3, на примере прямоугольных направляющих, которые позволяют составлять наиболее простые расчетные схемы. Расчетная схема суппорта токарного станка с ЧПУ при действии на него всех сил (составляющих силы резания F_x , F_y и F_z ; веса узла G ; тяговой силы Q ; реакций на рабочих гранях направляющих R_A , R_B , R_C и соответствующих сил трения) представлена на рис. 5.19.

Правильный выбор системы координат позволяет упростить вывод системы уравнений. По расчетной схеме составляем уравнения равновесия подвижного узла:

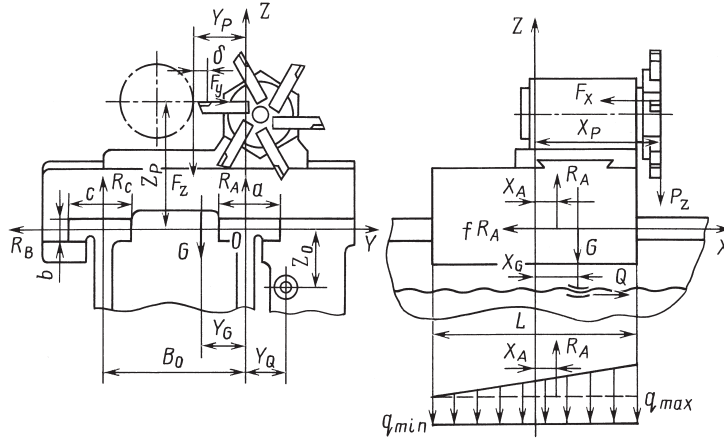


Рис. 5.19. Расчетная схема для прямоугольных направляющих скольжения продольного суппорта станка с ЧПУ

$$\left. \begin{aligned}
 \sum X = 0 \quad & Q - F_X - f(R_A + R_B + R_C) = 0; \\
 \sum Y = 0 \quad & F_Y - R_B = 0; \\
 \sum Z = 0 \quad & -F_Z - G + R_A + R_C = 0; \\
 \sum M_X = 0 \quad & F_Z Y_P - F_Y Z_P + G Y_G - R_C B_0 = 0; \\
 \sum M_Y = 0 \quad & F_Z X_P - F_X Z_P - Q Z_Q - R_A X_A - R_C X_C + G X_G = 0; \\
 \sum M_Z = 0 \quad & -F_X Y_P - Q Y_Q + F_Y X_P - f R_C B_0 - f R_B (B_0 + c/2) - R_B X_B = 0,
 \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

где f — коэффициент трения на гранях направляющих; X_P, Y_P, Z_P — координаты приложения силы резания; X_G, Y_G — координаты центра тяжести; X_A, X_B, X_C — координаты приложения реакций на гранях; Y_Q, Z_Q — координаты приложения силы Q .

В системе уравнений (5.2) семь неизвестных $R_A, R_B, R_C, X_A, X_B, X_C, Q$ (система статически неопределима), но первые четыре уравнения позволяют определить реакции на гранях направляющих и тяговое усилие. Последнее уравнение позволяет определить X_B . Для нахождения остальных неизвестных необходимо составить дополнительное уравнение, отражающее условия деформации системы.

В зависимости от величины и точки приложения внешней нагрузки возможны три варианта распределения давлений на гранях направляющих: 1) полный контакт по всей длине основной грани; 2) частичный контакт по длине основной грани, дополнительная грань не работает; 3) частичный контакт по длине основной и дополнительной граней. Рассмотрим подробнее первый из них (рис. 5.20).

Для случая, представленного на рис. 5.20, равнодействующая реакции грани $R_{гр}$ и координата ее приложения $X_{гр}$ определяются зависимостями

$$R_{гр} = F = (q_{\max} + q_{\min}) \frac{L}{2}; \quad (5.3a)$$

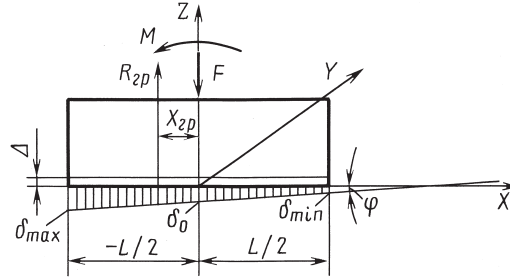


Рис. 5.20. Распределение давлений на гранях направляющих при контакте по всей длине основной грани

$$X_{\text{гр}} = \frac{M}{R_{\text{гр}}} = \frac{(q_{\text{max}} - q_{\text{min}}) L}{(q_{\text{max}} + q_{\text{min}}) 6}, \quad (5.36)$$

где F и M — соответственно вектор и момент внешней нагрузки; q_{min} и q_{max} — соответственно минимальная и максимальная погонная нагрузка; L — длина направляющих подвижного узла. Из выражения (5.36) следует, что при $q_{\text{min}} = 0$ стык воспринимает максимальный момент для заданного вектора внешней нагрузки, не раскрываясь. Этому критическому состоянию соответствует координата

$$X_{\text{кр1}} = L/6. \quad (5.4)$$

Выражение (5.4) является критерием при проверке раскрываемости стыка.

Для оценки перемещения δ_0 и угла поворота φ подвижного узла воспользуемся зависимостью (5.1):

$$q_{\text{max}} = c_{\text{гр}} \delta_{\text{max}} = c_{\text{гр}} \left(\delta_0 + \frac{\varphi L}{2} \right); \quad (5.5a)$$

$$q_{\text{min}} = c_{\text{гр}} \delta_{\text{min}} = c_{\text{гр}} \left(\delta_0 - \frac{\varphi L}{2} \right), \quad (5.5b)$$

где $c_{\text{гр}}$ — погонная жесткость грани; δ_{max} и δ_{min} — соответственно максимальное и минимальное перемещение. Подставив выражения (5.5) в выражение (5.3), получим

$$R_{\text{гр}} = c_{\text{гр}} L \delta_0; \quad (5.6a)$$

$$X_{\text{гр}} = \frac{\varphi L^2}{12 \delta_0}. \quad (5.6b)$$

Из выражений (5.6) следует, что момент, воспринимаемый гранью, зависит только от угла поворота φ подвижного узла, а опрокидывающий момент от действия внешних сил относительно оси Y распределяется между отдельными гранями направляющих пропорционально их погонной жесткости:

$$\frac{R_A X_A}{R_C X_C} = \frac{C_A}{C_C}. \quad (5.7)$$

Эта зависимость и является дополнительным уравнением, необходимым для нахождения всех семи неизвестных системы (5.2).

Если $X_{гр} > L/6$, стык раскрывается, основная грань нагружена не по всей длине, но вследствие наличия технологического зазора дополнительная грань при определенном отношении между моментом и вектором внешней нагрузки в контакт может не вступить.

Чтобы воспользоваться приведенными выше формулами для оценки линейных и угловых перемещений подвижного узла и распределения давления на гранях направляющих, необходимо задать погонные жесткости основной грани и планки. Погонная жесткость (жесткость поверхности контакта единичной длины) для граней и планок задается зависимостями

$$c_{гр} = B_{гр}/k_{гр}; \quad (5.8a)$$

$$c_{пл} = B_{пл}/k_{пл}, \quad (5.8б)$$

где $B_{гр}$ и $B_{пл}$ — ширина соответственно грани и планки; $k_{гр}$ и $k_{пл}$ — коэффициент контактной податливости соответственно грани и планки.

Используемые в технических расчетах значения коэффициентов контактной податливости получены путем обработки значительного количества экспериментальных данных. Они зависят от погрешностей формы и взаимного расположения сопрягаемых поверхностей, их волнистости и шероховатости и поэтому имеют большой разброс. С увеличением размеров стыка значение k возрастает, что связано с ухудшением условий контакта и уменьшением средних давлений. Однако при хорошей технологии в рамках одного производства значения коэффициента достаточно стабильны.

Отклонение формы по длине направляющих вводят в расчет непосредственно, и учитывают зависимость коэффициента контактной податливости от ширины B_i соответствующих граней. Влияние местных деформаций прижимных и регулировочных элементов учитывается поправками к коэффициентам контактной податливости. Расчетные значения коэффициентов для основных, боковых и вспомогательных граней различны [72].

Разные значения коэффициента k для отдельных граней учитывают введением соответствующих поправок ξ к базовому значению $k = 10^{-2} \text{ мм}^3/\text{Н}$:

$$k_i = \xi_i k, \quad (5.9)$$

где i — индекс соответствующей грани.

Для основных граней направляющих поправка ξ_0 учитывает материал, вид обработки и ширину грани:

$$\xi_0 = \xi_m (1 + B_0/200), \quad (5.10)$$

где ξ_m — коэффициент, учитывающий материал и вид обработки (табл. 5.7); B_0 — ширина грани, мм.

Для боковых граней шириной B_6 , мм, учитывают увеличение податливости из-за наличия регулировочных элементов:

$$\xi_6 = \xi_m \xi_p (1 + B_6/200), \quad (5.11)$$

5.7. Значения поправок ξ_m к коэффициентам контактной податливости при нормальной точности изготовления направляющих и значения коэффициента трения f

Материал и вид обработки	ξ_m	f
Чугун (шлифование) — чугун (шабрение)	1,0	0,15
Чугун (шабрение) — чугун (шабрение)	0,6	
Чугун (шабрение) — текстолит ПТ (шабрение)	2,2	0,17
Чугун (шабрение) — наполненный фторопласт Ф4К15М5-Л-ЭА (шабрение)	2,3	0,06
Чугун (шабрение) — эпоксидный компаунд марки УП-5-250 (шабрение)	2,8	0,12
Чугун (шабрение) — эпоксидный компаунд марки УП-5-251 (шабрение)	1,5	0,12
Чугун (шабрение) — наполненная ацетатная смола СФД-ВМ-БС	2,2	0,13

Примечания:

1. Для повышенной точности изготовления значения ξ_m следует принимать меньше табличного значения в 1,3...1,4 раза; для высокой точности изготовления — в 1,8...2 раза.

2. Приведенные значения коэффициентов трения соответствуют средним значениям скоростей подачи. Для уточненных расчетов можно использовать значения f , соответствующие фактическим условиям работы узла.

где ξ_p — коэффициент, учитывающий податливость регулировочного элемента. Для клиньев (см. рис. 5.15, а) $\xi_p = 3...5$ (меньшие значения — при хорошем качестве пригонки и коротких клиньях, большие — при пониженном качестве пригонки и длинных клиньях); для планок, закрепляемых после регулирования (см. рис. 5.15, б), $\xi_p = 1...1,2$; для планок, не закрепляемых после регулирования (см. рис. 5.15, в, г),

$$\xi_p = \alpha + \frac{B_6 L_B e}{\xi_m (1 + B_6 / 200) k}, \quad (5.12)$$

где α — коэффициент, учитывающий податливость планки; L_B — расстояние между регулировочными винтами, мм; e — податливость регулировочного винта, определяемая в зависимости от диаметра резьбы:

Диаметр резьбы, мм	6	8	10	12	16	20
$e \cdot 10^5$, мм/Н	1,6	1,0	0,7	0,45	0,25	0,18

Коэффициент α определяют в зависимости от λ :

λ	0	1	2	3	4	5	>5
α	1,0	1,04	1,2	1,5	1,9	2,5	0,5 λ

Значение коэффициента λ определяется выражением

$$\lambda = L_B^4 \sqrt{\frac{3}{k E h^3 \xi_m (1 + B_6 / 200)}}, \quad (5.13)$$

где E — модуль упругости материала планки, МПа; h — толщина планки, мм.

Для вспомогательных граней (см. рис. 5.16) шириной m , мм, учитывают влияние деформации прижимных планок:

$$\xi_{\text{вс}} = \xi_{\text{м}} \xi_{\text{пл}} (1 + m/200), \quad (5.14)$$

где $\xi_{\text{пл}}$ — коэффициент, учитывающий податливость прижимных планок. Значения $\xi_{\text{пл}}$ определяют в зависимости от $\xi'_{\text{м}} = \xi_{\text{м}}(1 + m/200)$ и толщины планки h :

Толщина планки	$\xi_{\text{пл}}$ при $\xi'_{\text{м}}$				
	1,2	1,0	0,8	0,6	0,4
0,8 m	1,43	1,53	1,65	1,85	2,2
m	1,30	1,32	1,41	1,53	1,74

При $\xi'_{\text{м}} > 1,6$ принимают $\xi_{\text{пл}} = 1,2$.

Значения $\xi_{\text{м}}$ для направляющих скольжения, приведенные в табл. 5.7, соответствуют среднему давлению $p_0 \leq 0,3$ МПа. При указанных значениях $\xi_{\text{м}}$ проводят предварительный расчет. Если в результате расчета на какой-то грани получены значения $p_{\text{иср}} > 0,3$ МПа, то расчетные значения коэффициента для этой грани корректируют. При этом используют следующие соотношения: для пар чугун—чугун и чугун—сталь

$$\xi_{\text{мр}} = \xi_{\text{м}} \sqrt{p_0 / p_{\text{иср}}}, \quad (5.15a)$$

а для направляющих из неметаллических материалов

$$\xi_{\text{мр}} = \xi_{\text{м}} \sqrt[3]{(p_0 / p_{\text{иср}})^2}. \quad (5.15б)$$

При этих новых значениях $\xi_{\text{мр}}$ уточняют значения $\xi_{\text{р}}$ и $\xi_{\text{пл}}$ и расчет повторяют.

Для направляющих кругового движения, из-за малой жесткости планшайбы и относительно большой длины направляющих, значения поправок к коэффициентам контактной податливости увеличивают в 2 раза, по сравнению с этими значениями для граней направляющих прямолинейного движения одинаковой ширины.

Расчет направляющих скольжения ведется исходя из условий обеспечения необходимой износостойкости и жесткости. Результатом расчетов по изложенной выше методике являются оценки перемещений и поворотов подвижного узла относительно осей Y и Z . Используя их, можно определить максимальные и средние значения давления на гранях в зависимости от варианта контакта. Полученные значения сравнивают с допустимыми давлениями, обеспечивающими необходимую износостойкость.

Вопрос о выборе допустимых значений давления наиболее изучен для чугунных направляющих. Средние значения давления на гранях чугунных направляющих прецизионных станков не должны превышать 0,1...0,2 МПа, тяжелых станков — 0,3...0,5 МПа, для остальных — 0,4...0,5 МПа при больших скоростях подач (более 15 м/мин) и 1,2...1,5 МПа при малых.

При выборе допустимых значений давлений для направляющих из других материалов можно воспользоваться следующими соображениями. В на-

5.8. Зависимость предельного среднего давления от материала направляющих

Материал направляющих	Среднее давление, МПа
Сталь 45:	
нормализованная	2,5
закаленная	1,4
Серый чугун (СЧ 25), закаленный	4,1
Оловянистая бронза	4,1
Полиамид	8,1
Текстолит	8,1

Примечание. Материалом второй детали, образующей вместе с деталью из таблицы контактную пару о направляющей, является серый чугун (СЧ 25), закаленный. Допустимые средние давления рекомендуется выбирать в 2,5...3 раза меньшие, чем предельные.

направляющих скольжения станков вследствие неравномерного распределения контактных давлений, перекосов или отказа системы смазки могут возникать кратковременно действующие высокие напряжения. Такие напряжения возникают достаточно часто, поэтому направляющие и в этих условиях не должны терять работоспособность. Критерием для этого служит склонность направляющих к задирам. Предельные средние давления, при которых появляется задира, приведены в табл. 5.8.

5.2.4. Свойства и особенности конструкции направляющих качения

Эти направляющие имеют следующие основные *достоинства*:

- малый коэффициент трения (0,001...0,01); практическая независимость коэффициента трения от скорости подачи рабочего органа (исключается «скачковый эффект»), могут быть использованы для перемещения с субмикрометровой точностью;
- отсутствие технологических зазоров; незначительный износ тел качения и направляющих элементов.

К *недостаткам*, по сравнению с направляющими скольжения, можно отнести низкое демпфирование колебаний, трудоемкость изготовления и высокую стоимость. В качестве тел качения в основном используют шарики и ролики прецизионных подшипников качения.

Можно выделить следующие *основные виды* направляющих качения: опоры на роликах с фиксированными осями (рис. 5.21, а); конструкции без возврата тел качения (тела качения удерживаются сепараторами) (рис. 5.21, б); опоры с циркуляцией тел качения (рис. 5.21, в).

К твердости, однородности и качеству обработки рабочих поверхностей направляющих качения предъявляются повышенные требования, поэтому монолитные направляющие из чугуна применяются очень редко (при небольших нагрузках). Накладные направляющие изготавливают в виде массивных планок из сталей, подвергнутых одному из видов упрочняющей термообработки: объемной закалке, цементации и закалке, поверхностной закалке токами высокой

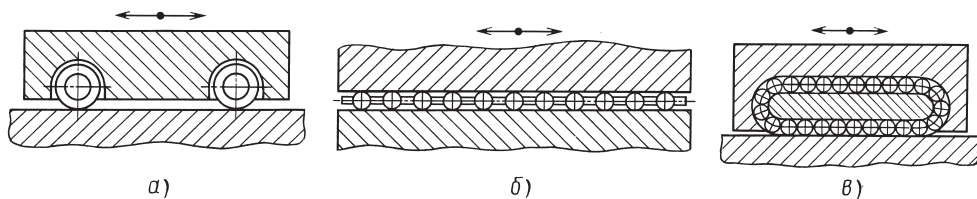


Рис. 5.21. Направляющие качения

частоты, азотированию и др. Рекомендуется использовать: сталь 20Х, 18ХГТ, ШХ9, ШХ15, ШХ15СГ, 9ХС и 7ХГ2В. Твердость рабочих поверхностей накладных направляющих должна быть не ниже 58...60 HRC.

Шероховатость рабочих поверхностей направляющих должна быть не грубее $Ra = 0,63 \dots 0,16$ мкм, а опорных поверхностей планок не грубее $Ra = 2,5 \dots 0,63$ мкм, в зависимости от размеров и класса точности станка.

Современные конструкции опор на роликах с фиксированными осями способны обеспечивать скорости перемещения до 10 м/с, однако они имеют небольшую несущую способность и низкую жесткость. В настоящее время в качестве направляющих их используют преимущественно в транспортных системах.

Конструкции направляющих без возврата тел качения используются в основном для вращения и небольших поступательных перемещений подвижного узла, так как скорость тел качения в 2 раза ниже скорости подвижного узла. Они позволяют разместить в зоне контакта большое количество тел качения и обеспечить высокую жесткость и точность перемещения. Схемы конструкций направляющих без возврата тел качения показаны на рис. 5.22.

В легких и средних станках наиболее распространены конструкции с одним рядом опор качения (рис. 5.22, а, б, г). При этом следует отметить, что в конструкциях, выполненных по схеме, приведенной на рис. 5.22,а, оси вращения соседних роликов перпендикулярны друг к другу. Конструкции с V-образным сепаратором (рис. 5.22, в) применяют в станках для обеспечения больших скоростей перемещения рабочих органов при средних нагрузках. Направляющие планки, выполненные по схемам, показанным на рис. 5.22, д и е, обеспечивают жесткость, примерно в 2 раза превышающую жесткость направляющих качения других видов, однако для их изготовления требуются особо прецизионные тела качения.

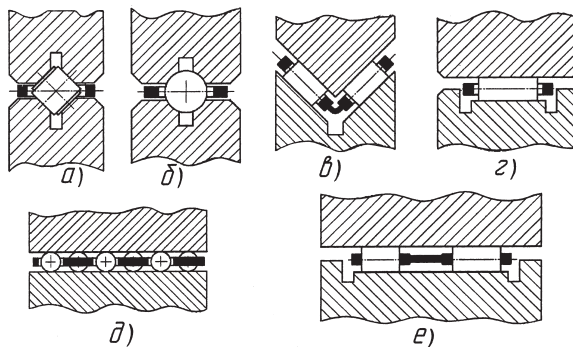


Рис. 5.22. Направляющие планки с телами качения, удерживаемыми сепараторами

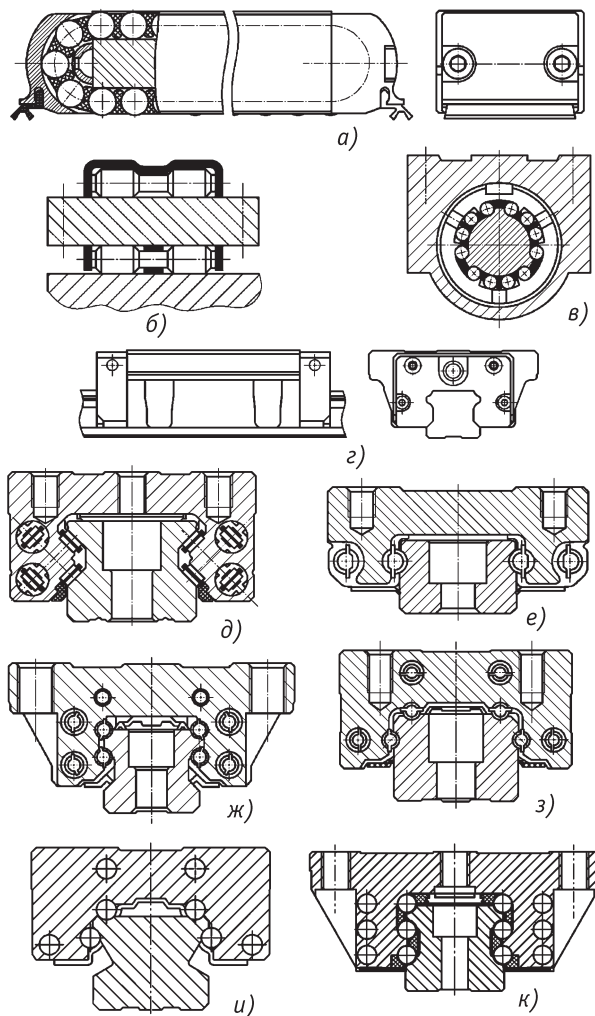


Рис. 5.23. Опоры с возвратом (циркуляцией) тел качения

В опорах с циркуляцией тел качения (рис. 5.23) обеспечивается возврат тел качения, что позволяет обеспечить перемещение узла практически на любое необходимое расстояние.

Широко применяются роликовые танкетки. Они имеют достаточно большие жесткость и несущую способность, чувствительны к погрешностям изготовления сопрягаемых деталей и монтажа, а ролики склонны к перекосам. Используются конструкции как со свободно вложенными роликами, катящимися непосредственно друг за другом, так и с роликами, связанными между собой замкнутым по всему контуру танкетки сепаратором, предотвращающим перекосы роликов (на рис. 5.23, а изображена танкетка конструкции фирмы INA Германия). В тяжелых станках применяют двухрядные танкетки (рис. 5.23, б) конструкции фирмы ТНК (Япония). Отечественная промышленность предлагает унифицированную

гамму роликовых танкеток, выпускаемых на Воронежском и Липецком станкостроительных заводах. На рис. 5.23, в показана опора с циркуляцией тел качения, перемещающаяся по направляющей штанге, закрепленной по краям в корпусе станка. Такие конструкции обладают невысокой жесткостью вследствие способа закрепления направляющих и в станках применяются редко.

Опоры с циркуляцией тел качения на рис. 5.23, г имеют направляющую типа «рельс», для которой должна быть обеспечена опорная поверхность по всей ее длине. В зависимости от условий эксплуатации их устанавливают по 2...5 штук на каждой грани направляющей. В последние годы популярность направляющих этого типа существенно возросла. Интерес станкостроителей объясняется тем, что их можно рассматривать как подшипники поступательного перемещения.

Производителям удалось преодолеть технологические трудности, связанные с их изготовлением, наладить серийное производство и создать достаточно широкие гаммы типоразмеров. Они обладают жесткостью, соизмеримой с жесткостью направляющих скольжения, и достаточно просты в монтаже и эксплуатации. Натяг у этого вида направляющих, как правило, обеспечивается изготовителем. Основными производителями таких направляющих являются фирмы ТНК (Япония), INA и Rexroth (Германия). В России выпуск подобных направляющих налажен на Липецком станкостроительном заводе. В дальнейшем будем называть направляющие такого типа *модулями поступательных перемещений* (МПП).

Роликовые МПП (рис. 5.23, д) имеют четыре ряда тел качения, обладают более высокой жесткостью и несущей способностью, чем шариковые. Однако они более чувствительны к погрешностям изготовления сопрягаемых деталей и монтажа, а ролики склонны к перекосам.

Существуют конструкции МПП с двумя, четырьмя и шестью рядами шариков. Конструкции с двумя рядами шариков (рис. 5.23, е) наиболее компактны, но имеют относительно невысокие жесткость и несущую способность, чувствительны к погрешностям изготовления сопрягаемых деталей и монтажа.

МПП с четырьмя рядами шариков (рис. 5.23, ж—и) являются наиболее универсальными. Они обладают хорошими показателями жесткости и несущей способности, могут компенсировать погрешности изготовления сопрягаемых деталей и монтажа. В последнее время широко применяются в конструкциях проектируемых и модернизируемых станков.

МПП конструкции фирмы INA с шестью рядами шариков (рис. 5.23, к) имеют более высокую жесткость, чем шариковые опоры с четырьмя рядами тел качения подобных размеров.

В направляющих с двумя рядами шариков дорожки качения имеют арочный профиль (рис. 5.24, а). Каждый шарик имеет контакт с дорожками качения в четырех точках. Такая конструкция может компенсировать ошибки изготовления базовых поверхностей станины и монтажа направляющей только за счет упругих деформаций шариков и дорожек качения. Возрастают требования к точности обработки базовых поверхностей и монтажа направляющих.

При создании предварительного натяга для устранения зазоров в направляющих между каждым шариком и дорожками качения арочного профиля образуются четыре пятна контакта (рис. 5.25, а). Так как область контакта не является плоской, а располагается между поверхностями шарика и желоба, точки А и В

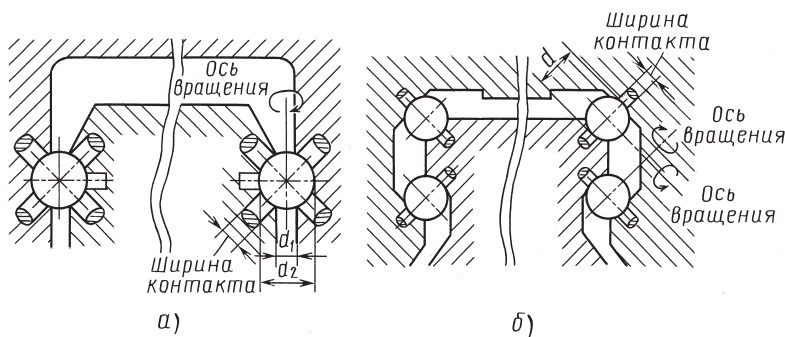


Рис. 5.24. Особенности контакта шариков с дорожками качения:
а — с двумя рядами шариков; б — с четырьмя рядами шариков

поверхности расположены на разном расстоянии от оси вращения и имеют различные линейные скорости. В результате за полный оборот вокруг оси точка А проходит на $\pi(d_1 - d_2)$ большее расстояние, чем точка В. Однако за любой промежуток времени перемещение шарика одинаково. Это становится возможным благодаря дифференциальному скольжению поверхности шарика относительно желоба в зоне контакта.

Так как разность между d_1 и d_2 в этом случае велика, как показано на рис. 5.25, б, возникает существенное трение скольжения, что приводит к повышенному износу тел и дорожек качения и уменьшению срока службы.

В направляющих с четырьмя и шестью рядами шариков каждый шарик имеет контакт с дорожками качения только в двух точках (см. рис. 5.24, б). Направляющая обладает возможностью саморегулирования, и поэтому небольшие ошибки изготовления базовых поверхностей станины и монтажа нивелируются.

Радиус кривизны поверхности дорожки качения составляет 51...53% диаметра шарика (в случае канавки с арочным профилем приходится делать радиус кривизны равным 56...60% диаметра), и поэтому можно предусмотреть восприятие примерно вдвое большей номинальной нагрузки.

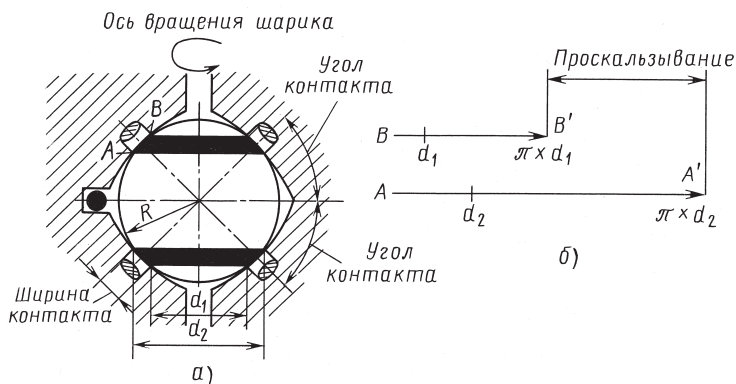


Рис. 5.25. Арочный профиль дорожек качения:

а — схема контакта шарика и дорожек качения при создании предварительного натяга;
б — величина проскальзывания

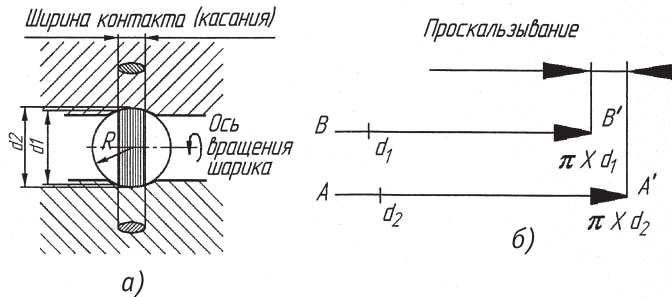


Рис. 5.26. Полукруглый профиль дорожек качения:

а — схема контакта шарика и дорожек качения при создании предварительного натяга; б — величина проскальзывания

Даже при создании существенного предварительного натяга и при восприятии нагрузки шарик будет иметь только два пятна контакта (рис. 5.26, а), поэтому разность между d_1 и d_2 , которая является причиной дифференциального скольжения, мала (рис. 5.26, б). Так как можно осуществить достаточный предварительный натяг, то можно получить высокую жесткость.

Ориентация дорожек качения оказывает существенное влияние на точность, жесткость и несущую способность направляющих. Влияние погрешности обработки дорожек качения Δ на точность направляющей в вертикальном направлении Δ_2 возрастает при ориентации дорожек под углом 45° к горизонтальной плоскости приблизительно в 1,4 раза (рис. 5.27, а). Влияние погрешности обработки дорожек качения Δ на точность направляющей в горизонтальном направлении Δ_1 возрастает, при увеличении угла наклона дорожек с 30 до 45° , приблизительно в 1,22 раза (рис. 5.27, б).

Несущая способность направляющих в вертикальном направлении снижается примерно на 30% при ориентации осей дорожек качения под углом 45° к горизонтальной плоскости (рис. 5.27, в). Жесткость направляющих в этом случае снижается в 2 раза.

Основным источником шума в направляющих и увеличения износа тел качения являются их взаимодействие и скольжение друг относительно друга в противоположных направлениях со скоростью, в 2 раза превышающей скорость вращения каждого из тел в отдельности (рис. 5.28, а). При использовании сепаратора (рис. 5.28, б) площадь контакта тела качения с сепаратором увеличивается, а относительная скорость в зоне контакта уменьшается в 2 раза. В результате удастся предотвратить разрыв масляной пленки в точках контакта тел качения, увеличить несущую способность, обеспечить низкий уровень шума, более высокие скорости и плавность перемещения, длительный срок службы.

Предварительный натяг в направляющих качения устраняет зазоры и обеспечивает повышение их жесткости.

Предварительный натяг в незамкнутых направляющих может быть получен за счет веса узла и внешней нагрузки. Недостаток этого способа заключается в невозможности выбора оптимальной величины натяга и его регулирования. Предварительный натяг в замкнутых направляющих качения создается двумя способами: пригонкой размеров корпусных деталей (непосредственно или с по-

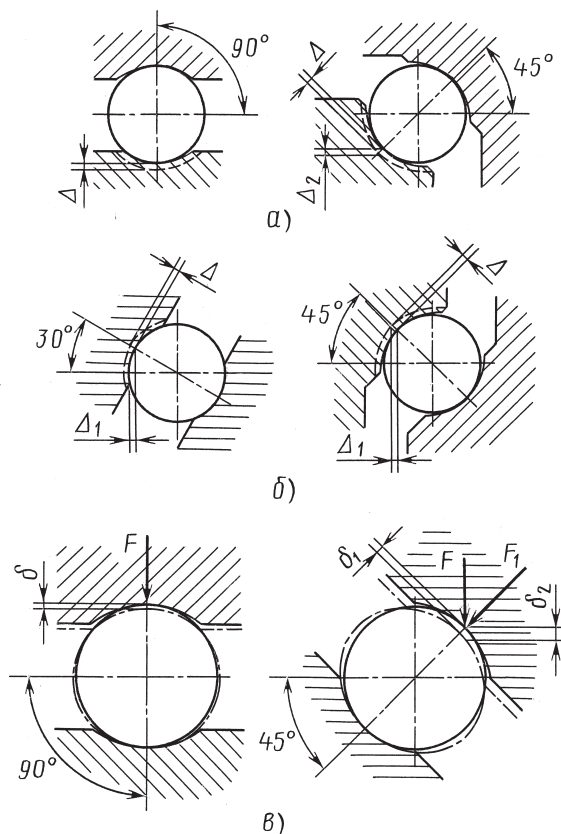


Рис. 5.27. Схемы, иллюстрирующие влияние ориентации дорожек качения на точность, жесткость и несущую способность направляющих



Рис. 5.28. Особенности контакта между шариками в опоре качения:
а — без сепаратора; б — с сепаратором

мощью мерных прокладок) и специальными регулировочными устройствами. Преимуществами первого способа являются высокая жесткость и простота, недостатками — невозможность регулировать первоначальный натяг в процессе эксплуатации и необходимость размерной пригонки при сборке направляющих.

Преимуществом второго способа является возможность изменять натяг в направляющих при монтаже или во время работы узла, недостатками — меньшая жесткость, усложнение конструкции и увеличение размеров. Желательно, чтобы

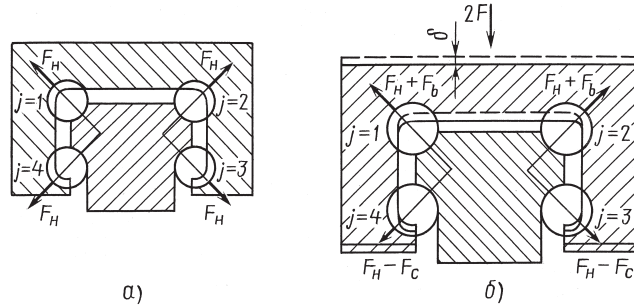


Рис. 5.29. Распределение нагрузок между телами качения:

а — при действии сил предварительного натяга; б — при совместном действии сил предварительного натяга и внешней нагрузки

на грани, со стороны которых расположены регулирующие устройства, не действовала основная нагрузка.

Влияние предварительного натяга на жесткость направляющих качения объясняется свойствами конструкции, неточностями изготовления и монтажа направляющих, приводящих к неравномерному распределению нагрузки между телами качения, шероховатостью и волнистостью контактирующих поверхностей. Наличие некоторой предварительной нагрузки позволяет в существенной степени нивелировать влияние этих факторов. Влияние предварительного натяга на жесткость направляющих рассмотрим на примере шарикового МПП, изображенного на рис. 5.29.

При наличии только предварительного натяга (рис. 5.29, а) нагрузка F_H распределяется между рядами шариков равномерно. При действии внешней силы (рис. 5.29, б) $2F$ ряды шариков $j = 1, 2$ получают дополнительную нагрузку F_b , а действующая на ряды $j = 3, 4$ нагрузка уменьшается на величину F_c . После приложения силы $2F$ система переходит в новое состояние, характеризующееся уравнением силового баланса

$$(F_{HF} + F_{bF}) - (F_{HF} - F_{cF}) - F = 0 \quad (5.16a)$$

или

$$(F_{bF} + F_{cF}) = F. \quad (5.16б)$$

Символами F_{HF} , F_{bF} и F_{cF} обозначены проекции сил F_H , F_b и F_c на линию действия силы $2F$. На рис. 5.30 представлены зависимости между действующими на систему нагрузками и упругим перемещением подвижного блока δ .

Из зависимости (5.16б) следует, что внешнее воздействие компенсируется не только за счет увеличения нагрузки на ряды шариков $j = 1, 2$, но и за счет уменьшения нагрузки на ряды шариков $j = 3, 4$. Это условие будет выполняться до тех пор, пока упругие перемещения от сил предварительного натяга $\delta_{j=1,2} = \delta_{j=3,4} \geq \delta$. В предельном случае, когда $\delta_{j=1,2} = \delta_{j=3,4} = \delta$, $F = F_{F\max}$. В случае отсутствия предварительного натяга сила $F_{p\max}$ вызывает упругое перемещение 2δ . Принимая во внимание, что $\delta = kF_{HF}^{2/3}$ и $2\delta = kF_{F\max}^{2/3}$, получим $(F_{F\max}/F_{HF})^{2/3} = 2$, или $F_{F\max}/F_{HF} \approx 2,83$. Следовательно, при создании силы предварительного на-

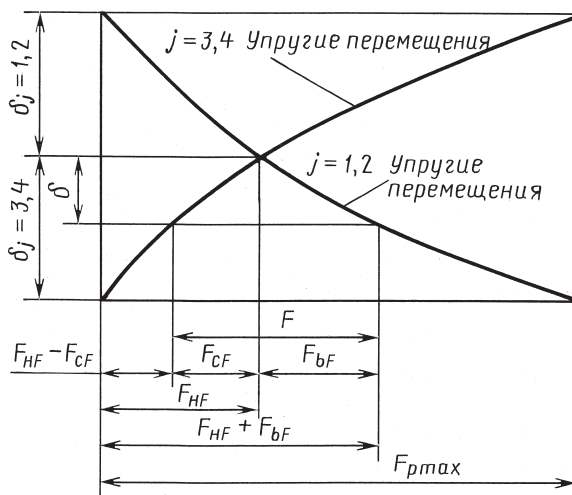


Рис. 5.30. Зависимости между действующими на систему нагрузками и упругими перемещениями шариков

тяга, равной 35% внешней нагрузки, можно снизить величину упругих перемещений для шариковых направляющих примерно в 2 раза.

Изложенные выше рассуждения справедливы и для роликовых направляющих. Принимая во внимание, что $\delta \approx kF_{HF}$ и $2\delta \approx kF_{Fmax}$, получим $F_{Fmax}/F_{HF} \approx 2$.

Хотя предварительный натяг положительно влияет на жесткость конструкции, большие величины натяга негативно сказываются на долговечности направляющих. Чем больше предварительный натяг, тем больше нагрузка на тела и дорожки качения, даже во время холостого хода.

Для создания натяга в направляющих качения используют устройства с регулировочными винтами (рис. 5.31, а), эксцентриками (рис. 5.31, б) и клиньями (рис. 5.31, в). В МПП натяг обеспечивается технологически, путем подбора тел качения соответствующего размера, следовательно, за выбор величины предварительного натяга отвечает производитель.

Прямоугольные направляющие с роликовыми танкетками изготавливают незамкнутыми (рис. 5.32, а) и замкнутыми (рис. 5.32, б—г), с узкой (рис. 5.32, г) и широкой (рис. 5.32, б, в) направляющими базами. Нагрузки воспринимаются ими одинаково, однако конструкции с узкой направляющей базой более технологичны, так как в них легче выдержать и измерить отклонения боковых граней от параллельности. Недостатком конструкций с широкой направляющей

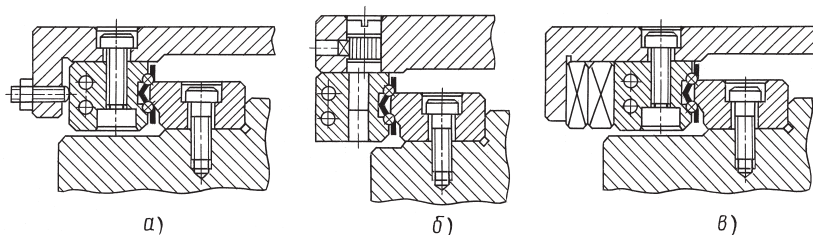


Рис. 5.31. Способы создания натяга в направляющих качения

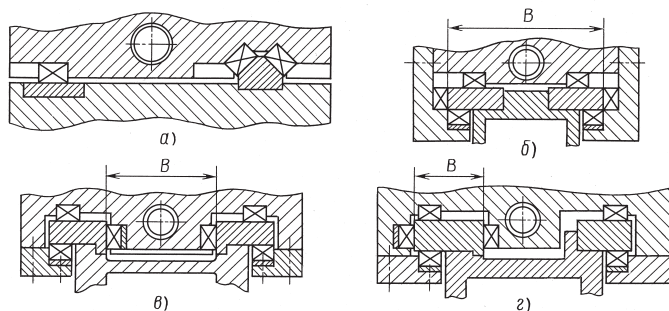


Рис. 5.32. Варианты конструкций направляющих станков с роликовыми танкетками

базой является опасность возникновения в корпусных деталях (столах, салазках и др.) значительных температурных деформаций, которые могут привести к заметному изменению величины предварительного натяга или к появлению зазора.

При большой ширине узла, в частности стола, направляющие с роликовыми танкетками располагают в три или четыре ряда по ширине узла в зависимости от величины его прогиба между направляющими.

К жесткости корпусных деталей, несущих роликовые танкетки, предъявляются высокие требования, так как силы предварительного натяга весьма велики (до нескольких тонн) и вызывают заметные деформации. Последние ослабляют предварительный натяг и создают перекося роликовых танкеток относительно дорожек качения направляющих. Так как направляющие с роликовыми танкетками чувствительны к перекосям, при проектировании необходимо стремиться к уменьшению консолей накладных направляющих и планок и к увеличению жесткости их крепления.

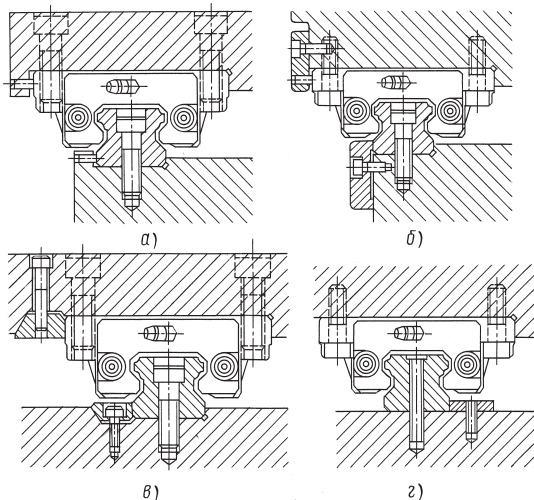


Рис. 5.33. Методы фиксации рельсов и подвижных блоков:

а — с помощью прижимных винтов; б — с помощью планок; в — с помощью клиньев; г — с помощью штифтов

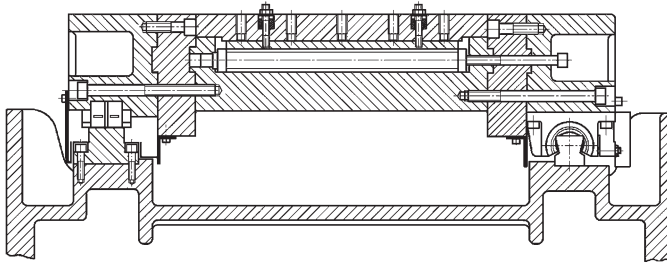


Рис. 5.34. Пример использования опор с возвратом тел качения

При монтаже направляющих качения рекомендуется применять методы фиксации, показанные на рис. 5.33, *а—в*. Если невозможно применение одного из этих методов, то фиксация осуществляется с использованием штифтов (рис. 5.33, *г*). Следует помнить, что верхняя и нижняя поверхности рельса МПП подвергнуты упрочнению, и поэтому следует сначала удалить поверхностный слой на глубину 2...3 мм с использованием твердосплавной концевой фрезы перед обработкой отверстия для штифтов.

На рис. 5.34 показан пример конструкции узла металлорежущего станка, где в качестве направляющих прямолинейных перемещений использованы опоры с возвратом тел качения различного типа.

5.2.5. Особенности расчета направляющих качения

Расчет направляющих качения предусматривает проверку на предельно допустимую нагрузку по прочности поверхностного слоя и отсутствию пластических деформаций в зоне контакта, определение упругих перемещений и уточнение величины предварительного натяга.

Как и для направляющих скольжения, для правильного выбора конструкции, размеров и расположения опор качения во время проектирования разработаны упрощенные методы, опирающиеся на ряд допущений и использующие минимум информации.

Методы предварительного расчета базируются на следующих допущениях.

1. Поскольку деформации базовых деталей на ранних стадиях проектирования оценить невозможно, обе детали рассматриваются как абсолютно жесткие. При этом относительный поворот и смещение деталей происходят за счет деформации тел и дорожек качения.

2. Контактное перемещение в опоре качения δ_i прямо пропорционально силе R_i , воспринимаемой этой опорой:

$$R_i = C_i \delta_i, \quad (5.17)$$

где C_i — жесткость опоры.

Для роликовых опор зависимость перемещения, обусловленного контактной деформацией тела и дорожек качения δ , от действующей силы q действительно близка к линейной — $q = c \delta^{10/9}$, а для шариковых опор эта зависимость имеет вид $q = c \delta^{3/2}$, где c — коэффициент пропорциональности. Однако наличие предварительного натяга позволяет аппроксимировать и это выражение линейной зависимостью в достаточно широком диапазоне изменения нагрузки.

Действительно, при наличии предварительной нагрузки q_0 деформация $\Delta\delta$ от дополнительной нагрузки Δq примет вид

$$\Delta\delta = \frac{1}{c^{2/3}} \left[(q_0 + \Delta q)^{2/3} - q_0^{2/3} \right].$$

Замена $(q_0 + \Delta q)^{2/3}$ разложением в ряд Тейлора до членов не выше первого порядка

$$(q_0 + \Delta q)^{2/3} \approx q_0^{2/3} + \frac{2}{3q_0^{1/3}} \Delta q + \dots$$

дает удовлетворительные результаты для $|\Delta q| < q_0$. После преобразований зависимость между перемещением и дополнительной нагрузкой примет вид

$$q \approx \frac{3}{2} q_0^{1/3} c^{2/3} \Delta\delta = C_0 \delta.$$

3. Полагая, что размеры опор качения существенно меньше расстояния между ними, считают силу, воспринимаемую телами качения каждой опоры, расположенными на одной дорожке, равномерно распределенной между ними. Точка приложения равнодействующей реакции в этом случае лежит в центре опоры.

В случае, когда жесткостью базовых деталей невозможно пренебречь, одну из деталей моделируют с использованием теории балок и плит на упругом основании. Такой подход существенно усложняет расчет.

При расчете направляющих качения составляют систему уравнений, аналогичную (5.2), для определения сил, действующих на опоры качения. Например, для схемы, показанной на рис. 5.35, уравнения равновесия подвижного узла имеют вид

$$\left. \begin{aligned} \sum X &= 0 & Q - F_X &= 0; \\ \sum Y &= 0 & R_{1Y} - R_{2Y} + R_{3Y} - R_{4Y} - F_Y &= 0; \\ \sum Z &= 0 & R_{1Z} - R_{2Z} + R_{3Z} - R_{4Z} - F_Z - G &= 0; \\ \sum M_X &= 0 & (R_{1Y} - R_{2Y} + R_{3Y} - R_{4Y})H + (R_{1Z} - R_{2Z} - R_{3Z} + R_{4Z})B/2 &= 0; \\ \sum M_Y &= 0 & F_Z x_p + G x_G - (R_{1Z} + R_{3Z} + R_{2Z} + R_{4Z})L/2 - Q z_Q &= 0; \\ \sum M_Z &= 0 & Q y_Q - F_Y x_p + (R_{1Y} + R_{3Y} + R_{2Y} + R_{4Y})L/2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (5.18)$$

где F_X, F_Y и F_Z — составляющие силы резания; G — вес узла; Q — тяговая сила; R_{iY}, R_{iZ} — реакции в опорах качения ($i = 1, \dots, 4$); x_p, x_G — координаты приложения соответственно силы резания и веса; $H, L/2, B/2$ — координаты приложения реакций в опорах качения; y_Q, z_Q — координаты приложения силы Q .

В системе уравнений (5.18) девять неизвестных R_{iY}, R_{iZ} ($i = 1, \dots, 4$) и Q . Сила Q может быть найдена из первого уравнения системы. Для нахождения остальных неизвестных необходимо составить три дополнительных уравнения, отражающих условия деформации системы. Раскроем статическую неопределимость, используя допущения 1—3.

Для случая, представленного на рис. 5.36, а, связь между реакциями одинаковых опор качения R_i и R_j и внешней нагрузкой задается системой уравнений

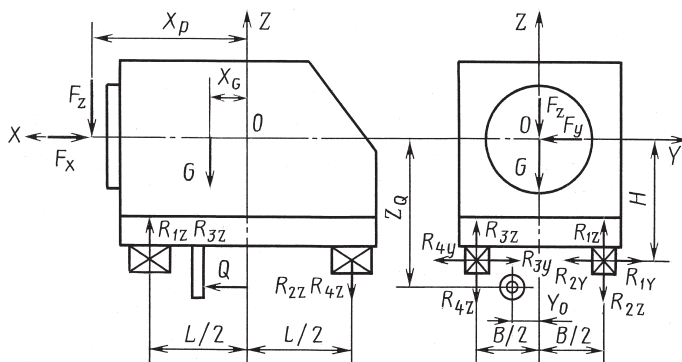


Рис. 5.35. Расчетная схема для направляющих качения расточного станка с ЧПУ

$$\left. \begin{aligned} R_j - R_i - F &= 0; \\ M - (R_j + R_i)L/2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5.19)$$

По аналогии с зависимостью (5.17) получим выражения, связывающие реакции опор с перемещением и поворотом подвижного узла:

$$R_i = C\delta_i, \quad (5.20a)$$

$$R_j = C\delta_j \quad (5.20б)$$

и дополнительное выражение

$$\frac{\delta_0}{x_0} = \frac{\delta_j}{L/2 + x_0} = \frac{\delta_i}{L/2 - x_0} = \operatorname{tg} \varphi \approx \varphi, \quad (5.20в)$$

где C — жесткость опоры в направлении реакции.

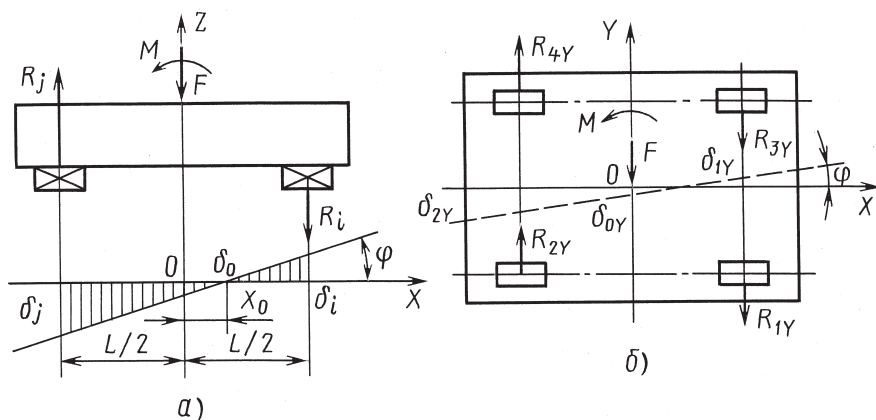


Рис. 5.36. Схемы для определения реакции в опорах направляющих качения при совместном действии силы и момента:
а — в плоскости XOZ ; б — в плоскости XOY

Подставив выражения (5.20) в систему уравнений (5.19), получим

$$\left. \begin{aligned} 2C\delta_0 &= F; \\ CL\varphi &= M. \end{aligned} \right\} \quad (5.21)$$

Из выражений (5.21) следует, что момент, воспринимаемый гранью, зависит только от угла поворота φ подвижного узла, а опрокидывающий момент от действия внешних сил относительно оси Y распределяется между отдельными направляющими качения пропорционально их жесткости:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{R_{1Z} + R_{2Z}}{R_{3Z} + R_{4Z}} = \frac{C_{1Z}}{C_{2Z}}, \quad (5.22)$$

где C_{1Z} и C_{2Z} — жесткость по оси Z опор на первой и второй направляющих соответственно.

Эта зависимость позволяет составить уравнение, необходимое для нахождения оставшихся неизвестных системы (5.18). Два других уравнения вытекают из зависимости (5.17) непосредственно (см. рис. 5.36, б).

Выражения, связывающие реакции опор с перемещением подвижного узла, имеют вид

$$R_{1Y} = C_{1Y}\delta_{1Y}; \quad (5.23a)$$

$$R_{2Y} = C_{1Y}\delta_{2Y}; \quad (5.23б)$$

$$R_{3Y} = C_{2Y}\delta_{1Y}; \quad (5.23в)$$

$$R_{4Y} = C_{2Y}\delta_{2Y}, \quad (5.23г)$$

где C_{1Y} и C_{2Y} — жесткость по оси Y опор на первой и второй направляющих соответственно. Из выражений (5.23) получаем уравнения

$$\frac{R_{1Y}}{R_{3Y}} = \frac{R_{2Y}}{R_{4Y}} = \frac{C_{1Y}}{C_{2Y}}. \quad (5.24)$$

После определения составляющих внешних нагрузок, действующих на каждую опору, уточняют вид направляющих и делают предварительный выбор размеров. Выбор осуществляют на основании данных, приведенных в каталогах производителя. При выборе сравниваются максимальные значения внешних нагрузок, действующих на опоры, со значениями основной номинальной нагрузки, приведенными в таблицах.

В соответствии с международными стандартами в каталогах обычно задают: основную номинальную динамическую нагрузку — C и основную номинальную статическую нагрузку — C_0 .

Основной номинальной динамической нагрузкой называют нагрузку с постоянным направлением и величиной, при которой группа одинаковых опор для прямолинейного перемещения имеет номинальный срок службы $L_n = 50$ км в случае шариковой системы или $L_n = 100$ км в случае роликовой системы.

При эксплуатации направляющих качения поверхности дорожек и тел каче-

ния (шарики или ролики) все время находятся под действием повторяющихся напряжений, и поэтому при достижении критического состояния происходит разрушение контактирующих поверхностей из-за усталости, и часть поверхности отслаивается в виде чешуек. Подобное явление называют *шелушением*.

Срок службы направляющих качения определяется как путь, пройденный подвижным блоком, до первого шелушения поверхности дорожек или тел качения. Срок службы направляющих имеет большой разброс даже в случае, когда они были изготовлены одинаковым способом и эксплуатируются при одинаковых условиях. И поэтому для практического определения срока службы системы для прямолинейного перемещения вводят номинальный срок службы — L_n .

Когда эксплуатируют группу одинаковых направляющих качения при одинаковых условиях, то номинальным называют общий путь, который может быть пройден 90% направляющих без шелушения.

Если направляющая в состоянии покоя или движения подвергается чрезмерной нагрузке или сильному ударному воздействию, то происходят местные пластические деформации поверхностей дорожек и тел качения. Когда такие деформации по своей величине превышают некоторый предел, то они могут препятствовать плавному перемещению подвижных блоков направляющей качения. Чтобы не допускать подобных явлений, определяют основную номинальную статическую нагрузку C_0 как предел допустимой статической нагрузки.

Основной номинальной статической нагрузкой называют нагрузку с постоянным направлением и величиной, при которой сумма остаточной деформации тела качения и поверхности дорожки в месте контакта, где возникает максимальное напряжение, соответствует величине 0,0001 диаметра тела качения.

МПП и некоторые виды направляющих без возврата тел качения способны воспринимать сжимающие (F_R), растягивающие (F_L) и сдвигающие (F_T) нагрузки (рис. 5.37). Во время расчета этих направляющих необходимо учитывать, что их несущая способность в разных направлениях может быть не одинаковой. Чтобы учесть эту особенность, производители для каждого направления задают основную номинальную динамическую нагрузку (C_R, C_L, C_T) и основную номинальную статическую нагрузку (C_{0R}, C_{0L}, C_{0T}). Различная несущая способность по указанным направлениям связана с ориентацией дорожек качения.

Если опора оказывается под одновременным действием нагрузок с двух направлений (например, F_R и F_T), для каждого направления должна быть определена эквивалентная нагрузка, являющаяся комбинацией исходных. Величины эквивалентных нагрузок на опору качения в i -м технологическом режиме определяются выражениями

$$F_{EXi} = k_{XR} |F_{Ri}| + k_{XT} |F_{Ti}|; \quad (5.25a)$$

$$F_{EYi} = k_{YL} |F_{Li}| + k_{YT} |F_{Ti}|, \quad (5.25б)$$

где F_{EXi} — эквивалентная нагрузка в выбранном направлении (F_{ERi}, F_{ETi}) для i -го технологического режима; F_{EYi} — эквивалентная нагрузка в выбранном направлении (F_{ELi}, F_{ETi}) для i -го технологического режима; k_{XR}, k_{XT}, k_{YL} и k_{YT} — коэффициенты, учитывающие тип направляющих и направление эквивалентной нагрузки.

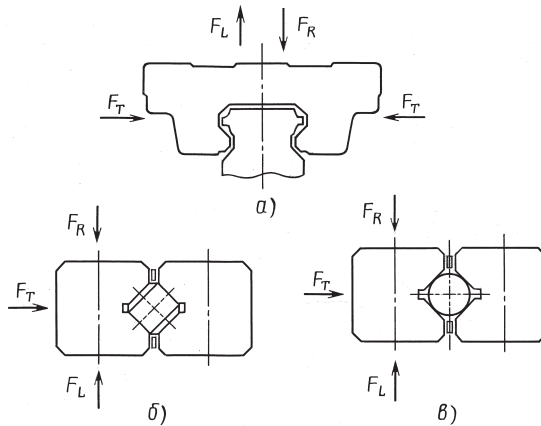


Рис. 5.37. Направления, по которым воспринимают нагрузки:

а — МПП; б — направляющая без возврата тел качения (роликовая); в — направляющая без возврата тел качения (шариковая)

Для учета особенностей конструкции, изготовления и особых условий эксплуатации направляющих вводят поправочные коэффициенты.

В процессе эксплуатации механизмы станков часто испытывают вибрацию и удары, величину которых трудно оценить расчетным путем. Необходимо учитывать нагрузки, обусловленные силами инерции, зависящими от массы и ускорения перемещаемого узла. Величина этих кратковременных нагрузок может быть достаточно велика. В случае невозможности определения фактической нагрузки с достаточной точностью следует скорректировать нагрузки, полученные расчетным путем, используя эмпирические коэффициенты, приведенные в табл. 5.9 и 5.10. Коэффициенты f_s и f_w позволяют обеспечить запас по контактной и усталостной прочности.

При монтаже направляющих качения обычно используются два или более подвижных блока. На распределение нагрузки между блоками оказывает существенное влияние точность изготовления и монтажа направляющих. Поэтому необходимо умножить основную номинальную динамическую нагрузку C и основную номинальную статическую нагрузку C_0 на коэффициент контакта f_c , приведенный в табл. 5.11.

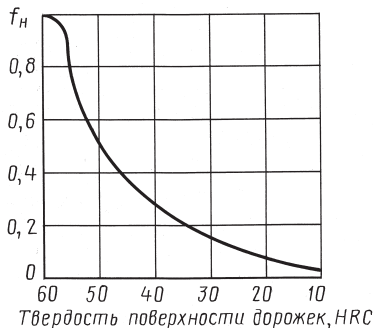


Рис. 5.38. График коэффициента твердости f_H

Для обеспечения максимальной несущей способности поверхностные слои дорожек качения, с которыми контактируют шарики или ролики, должны иметь твердость 58...64 HRC. Если по какой-либо причине нельзя обеспечить требуемую твердость, то уменьшаются срок службы и допустимая нагрузка, поэтому необходимо умножить основную номинальную динамическую нагрузку C и основную номинальную статическую нагрузку C_0 при их использовании на коэффициент твердости f_H , показанный на рис. 5.38. Например, если твер-

5.9. Допустимые значения статического коэффициента запаса f_s

Тип оборудования	Условия эксплуатации	f_s
Обычное технологическое оборудование	При отсутствии ударов и вибраций	1,0...1,3
	При ударах и вибрациях	2,0...3,0
Металлорежущие станки	При отсутствии ударов и вибраций	1,0...1,5
	При ударах и вибрациях	2,0...7,0

5.10. Допустимые значения динамического коэффициента запаса f_w

Удары и вибрация	Скорость v , м/с	f_w
Очень слабые	$v \leq 0,25$	1,0...1,2
Слабые	$0,25 < v \leq 1,0$	1,2...1,5
Средние	$1,0 < v \leq 2,0$	1,5...2,0
Сильные	$v \geq 2,0$	2,0...3,5

5.11. Коэффициент контакта f_c

Число подшипниковых блоков на одной направляющей	f_c
1	1,00
2	0,81
3	0,72
4	0,66
5	0,61

дость поверхности дорожек 50 HRC, то $f_H = 0,53$ и, следовательно, основная номинальная динамическая нагрузка уменьшается до величины $f_H C = 0,53C$.

Выбранная опора должна удовлетворять условию

$$f_H f_C C_0 / F_{\max} \geq f_s, \quad (5.26)$$

где C_0 — основная номинальная статическая нагрузка в заданном направлении (C_{0R} , C_{0L} или C_{0T}); $F_{\max}$ — максимальная внешняя нагрузка на опоры рассчитываемой направляющей в заданном направлении ($F_{R\max}$, $F_{L\max}$ или $F_{T\max}$) для всех технологических режимов.

После предварительного выбора размеров направляющих рассчитывается срок их службы. В большинстве случаев решение этой задачи сопряжено со значительными трудностями. В частности, изменяются условия эксплуатации оборудования в зависимости от требований конкретного производства, расчет распределения нагрузок проводится с существенными погрешностями. Более того, твердость поверхности дорожек качения и температура системы также оказывают значительное влияние на срок службы.

С учетом этих условий расчетные формулы для определения срока службы приобретают следующий вид:

1) в случае шариковых направляющих качения

$$L = \left(\frac{f_H f_C}{f_w} \frac{C}{F_E} \right)^3 50; \quad (5.27a)$$

2) в случае роликовых направляющих качения

$$L = \left(\frac{f_H f_C}{f_w} \frac{C}{F_E} \right)^{10/3} 100, \quad (5.276)$$

где C — основная номинальная динамическая нагрузка в заданном направлении (C_R , C_L или C_T); L — расчетный срок службы, км; F_E — эквивалентная динамическая нагрузка в заданном направлении (F_{ER} , F_{EL} , F_{ET}).

Эквивалентной динамической нагрузкой (F_E) называют такую постоянную нагрузку, которая дает срок службы, равный сроку службы в случае, когда нагрузка на опору меняется в процессе эксплуатации в соответствии с условиями технологического процесса. Величина эквивалентной динамической нагрузки задается выражением

$$F_E = \sqrt[m]{\frac{\sum_{i=1}^n (F_i^m v_i t_i)}{100 v_E}}, \quad (5.28)$$

где F_i — расчетная нагрузка на опору направляющей в i -м технологическом режиме в заданном направлении; v_i — скорость перемещения в i -м технологическом режиме, м/мин; t_i — время работы в i -м технологическом режиме, %, (суммарное время работы в n режимах — 100 %);

$$v_E = \frac{\sum_{i=1}^n (v_i t_i)}{100}$$

— эквивалентная скорость перемещения, м/мин; n — число учитываемых технологических режимов; m — показатель степени ($m = 3$ для шариковых и $m = 10/3$ для роликовых направляющих).

Для удобства сравнения срока службы направляющих со сроком службы других устройств нужно уметь определять его значение в часах. Срок службы в часах L_h определяется зависимостью

$$L_h = \frac{L 10^3}{60 v_E}, \quad (5.29)$$

где L — расчетный срок службы, км; v_E — эквивалентная скорость перемещения, м/мин. Целесообразно выбирать L_h равным или кратным сроку службы электродвигателей.

Исходя из заданного срока службы, основную номинальную динамическую нагрузку удобно определять по формулам:

1) в случае шариковых направляющих качения

$$C \geq \frac{f_w}{f_H f_T f_C} \frac{F_E}{10} \sqrt[3]{\frac{6}{5} L_h v_E}; \quad (5.30a)$$

2) в случае роликовых направляющих качения

$$C \geq \frac{f_w}{f_H f_T f_C} F_E \left(\frac{3}{5000} L_h v_E \right)^{3/10}. \quad (5.30б)$$

Если условие (5.30) не выполняется, то необходимо подобрать МПП с большей динамической нагрузкой или уменьшить срок службы направляющих.

Оценить силу трения в направляющих необходимо, чтобы скорректировать значение тягового усилия — Q . Величина силы сопротивления в направляющих

качения меняется в зависимости от типа направляющих, вида смазки, нагрузки на систему, скорости перемещения и типа используемых уплотнений. В частности, при создании предварительного натяга для повышения жесткости увеличивается трение. Сила трения $F_{тр}$ определяется выражением

$$F_{тр} = fF_{\Sigma} + F_{упл}, \quad (5.31)$$

где F_{Σ} — сумма внешних нагрузок, воспринимаемых опорами, Н; $F_{упл}$ — сила трения в уплотнениях, Н; f — коэффициент трения качения. Сила сопротивления, обусловленная наличием уплотнений, не связана с нагрузкой и может быть достаточно заметной, что требуется учитывать.

Когда величина воспринимаемой опорой нагрузки не превышает 10% основной номинальной динамической нагрузки, сила трения в ней определяется в основном трением между шариками. Выражение (5.31) в этом случае использовать нельзя. На рис. 5.39 изображен график зависимости между относительной нагрузкой и коэффициентом трения.

В нормальных условиях коэффициенты трения в зависимости от типа системы для прямолинейного перемещения принимают значения, приведенные в табл. 5.12.

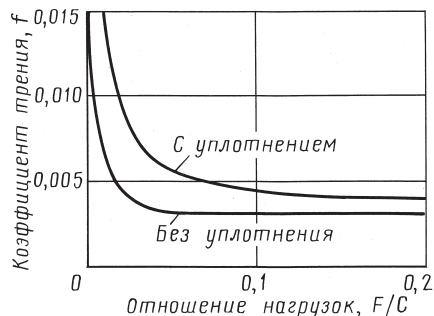


Рис. 5.39. Зависимость коэффициента трения качения от относительной нагрузки

5.12. Коэффициенты трения для разных типов направляющих качения

Тип направляющих	Коэффициент трения f
Четырехрядные и двухрядные шариковые МПП	0,002...0,004
Шариковые сплайны	0,002...0,004
Роликовые танкетки	0,005...0,01
Ролики с закрепленными осями	0,001...0,0025
Направляющая на скрещенных роликах без возврата тел качения	0,001...0,0025
Шариковая направляющая с арочным профилем без возврата тел качения	0,0006...0,0012

Количественная оценка жесткости направляющих качения необходима для расчета точности станков. В настоящее время не существует универсальной методики для расчета направляющих качения на жесткость. Это объясняется большим разнообразием конструкций направляющих, а также сложностью и статистическим характером физических зависимостей, описывающих процесс контактных деформаций. Достаточно подробная информация по расчету простейших конструкций направляющих приведена в работе [53].

Для некоторых типов МПП производители публикуют эмпирическую информацию по жесткости в виде графических зависимостей. В качестве примера

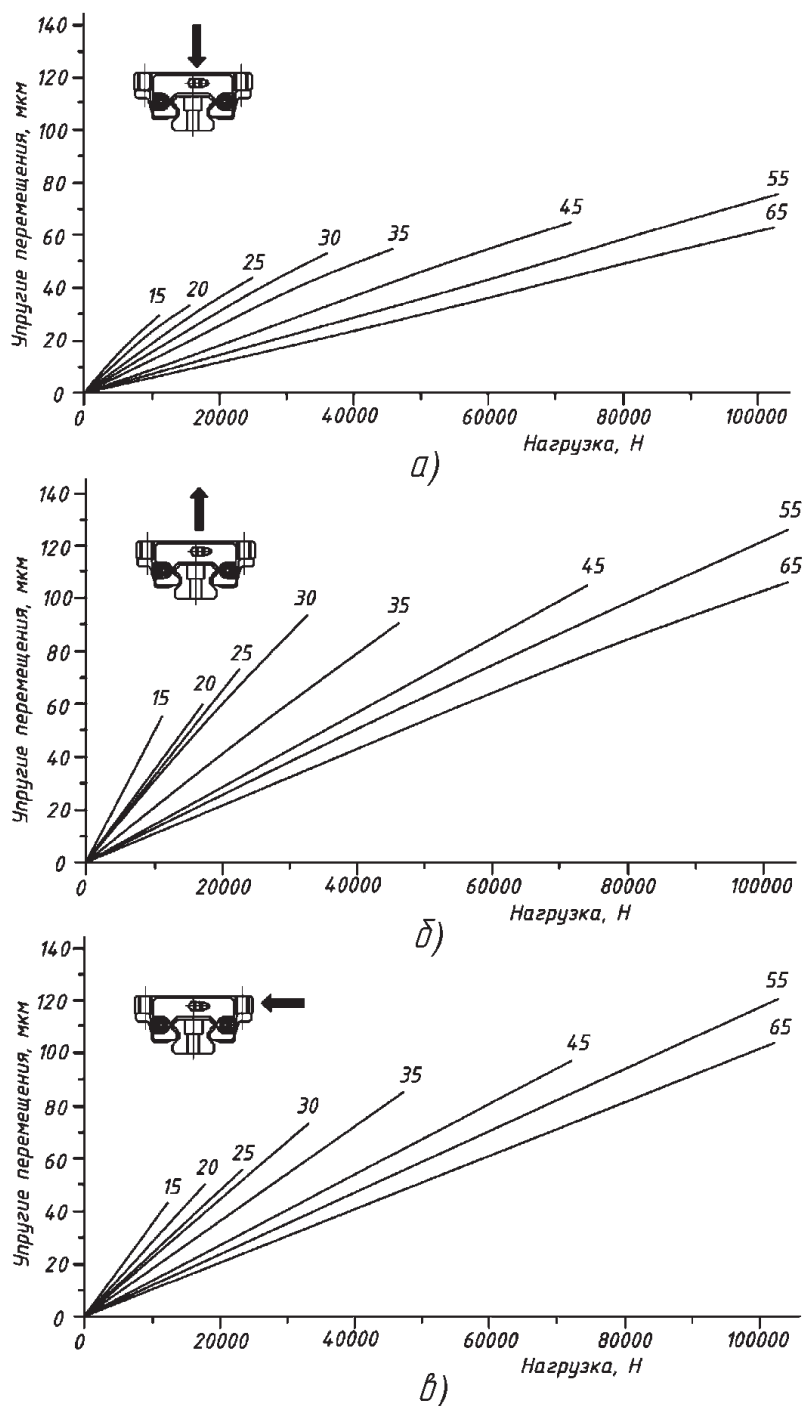


Рис. 5.40. Графики зависимостей перемещения от нагрузки, приложенной в различных направлениях

на рис. 5.40 представлены подобные графики для МПП фирмы Rexroth, близких по конструкции МПП HSR. Используя эти графики, достаточно несложно получить количественную оценку жесткости опоры C_i в выражении (5.17).

5.2.6. Направляющие жидкостного трения

Жидкостное трение между направляющими можно обеспечить либо за счет гидродинамического эффекта, либо подачи смазочного материала между трущими-ся поверхностями под давлением. Достоинство жидкостного трения в том, что отсутствует износ направляющих, обеспечиваются высокие демпфирующие свойства и плавность движения (более подробно см. п. 6.3).

Гидродинамические направляющие отличаются простотой конструкции, но хорошо работают лишь при достаточно больших скоростях скольжения, которые соответствуют скорости главного движения (продольно-строгоальные, карусельные станки). Гидродинамический эффект, т.е. эффект всплывания подвижного узла, создается с помощью пологих клиновых скосов 5 между смазочными канавками, выполненных на рабочей длине направляющих (рис. 5.41). В образованные таким образом сужающиеся зазоры при движении затягивается смазка, и обеспечивается разделение трущихся поверхностей слоем жидкости. При малой ширине направляющей по сравнению с ее длиной критическая скорость скольжения, после которой наступает жидкостное трение,

$$v \geq 2,5 \cdot 10^5 \frac{F h_{\min}^2}{\mu l^2 B},$$

где F — общая нагрузка на направляющую, Н; $h_{\min}$ — минимальная толщина смазочного слоя (принимается в зависимости от длины направляющей в пределах 0,06...0,1 мм); μ — динамический коэффициент вязкости, МПа·с; l , B — соответственно длина и ширина клинового скоса, мм.

Для различных скоростей скольжения и нагрузки существуют свои оптимальные геометрические параметры клинового скоса.

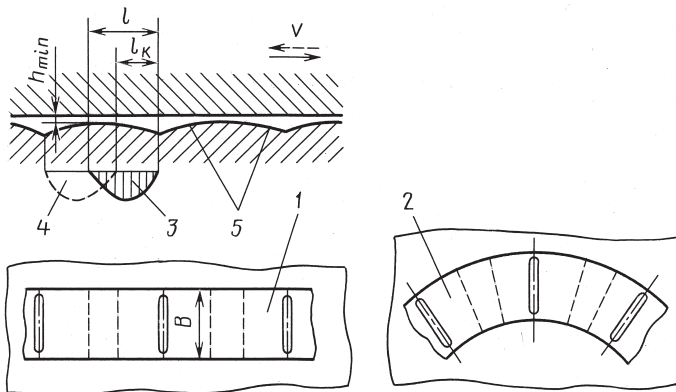


Рис. 5.41. Гидродинамические направляющие:

1 — прямолинейного движения; 2 — кругового движения; 3, 4 — эпюры давлений соответственно при прямом и обратном ходе; 5 — клиновые скосы

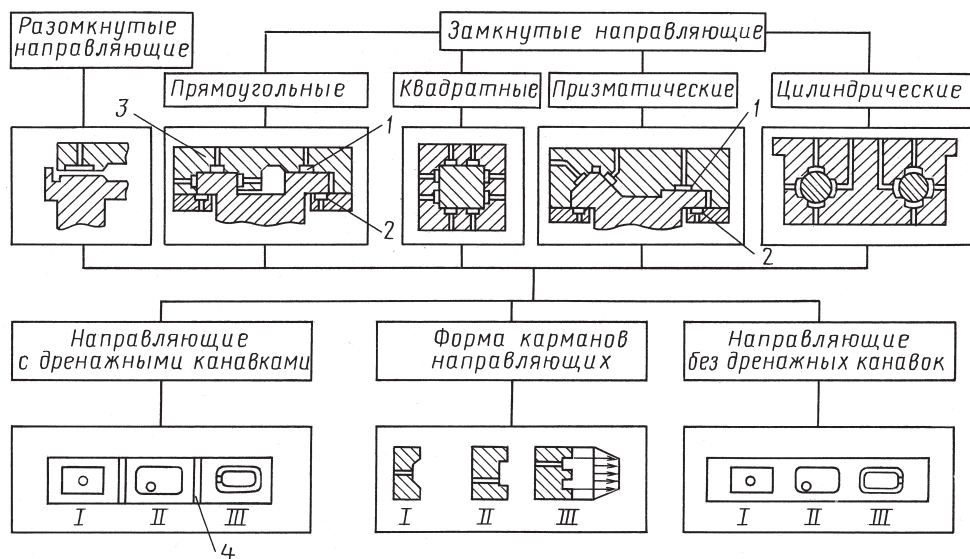


Рис. 5.42. Классификация гидростатических направляющих прямолинейного перемещения

Серьезным недостатком гидродинамических направляющих является нарушение жидкостного трения в периоды разгона и торможения подвижного узла, что приводит к износу.

Гидростатические направляющие имеют более широкое распространение в металлорежущих станках. Они обеспечивают жидкостное трение при любых скоростях скольжения, а значит, и равномерность, и высокую чувствительность точных исполнительных движений. Недостатками гидростатических направляющих являются сложность системы смазки и необходимость в отдельных случаях иметь специальные устройства фиксации перемещаемого узла в заданной позиции.

Классификация гидростатических направляющих прямолинейного перемещения дана на рис. 5.42. При небольшом диапазоне нагрузок, действующих на узел станка, применяют разомкнутые направляющие, так как их изготовление проще, чем замкнутых.

Последние обеспечивают повышенную жесткость масляного слоя благодаря предварительной нагрузке дополнительной направляющей 2 при подводе к ней масла под давлением. Ее площадь, а следовательно, и несущая способность часто меньше, чем у основной направляющей 1. Обычно на поверхности направляющей подвижного узла, например салазок 3, предусматривают два или более кармана, которые могут быть отделены дренажными канавками 4.

Направляющие могут иметь форму квадрата, прямоугольника (для ползунов) или цилиндра. Форма карманов (I, II, III) зависит от условий работы и размеров станка. Большую надежность и демпфирование обеспечивает форма кармана III в виде замкнутой канавки.

Принцип работы направляющих пояснен на рис. 5.43. В карман 5 подается под давлением масло. Вытекая наружу через зазор h , оно создает масляную подушку

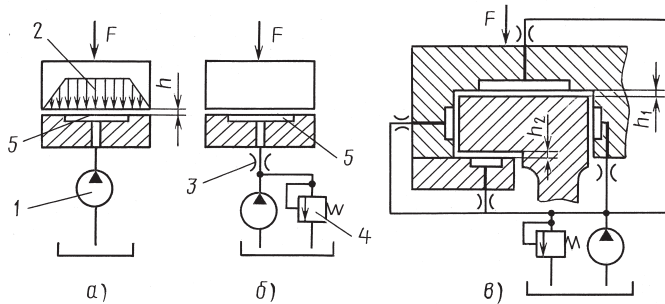


Рис. 5.43. Схемы гидростатических направляющих:

а, б — незамкнутых; в — замкнутых; 1 — насос; 2 — эпюра давлений; 3 — дроссель; 4 — предохранительный клапан; 5 — карман

по всей площади контакта. Замкнутые (закрытые) направляющие (рис. 5.43, в), в которых образуются два рабочих зазора h_1 и h_2 , могут воспринимать, в отличие от разомкнутых (рис. 5.43, а, б), значительные опрокидывающие моменты. Различаются гидростатические направляющие и направляющие с системой регулирования толщины масляного слоя. Наиболее просты и надежны системы с дросселями перед каждым карманом (рис. 5.43, б, в). Однако в случае незамкнутых направляющих они могут обеспечить необходимую жесткость масляного слоя лишь при большой массе подвижного узла.

Повысить жесткость масляного слоя можно путем использования для каждого кармана отдельного насоса постоянного расхода (или систему с одним насосом и делителем расхода). Такие системы применяют в тяжелых станках (карусельных, продольно-фрезерных и др.). Наилучшими, с точки зрения жесткости и постоянства толщины масляного слоя, являются направляющие с системой автоматического регулирования. Основу таких систем составляют дроссели, сопротивление которых автоматически изменяется в зависимости либо от толщины масляного слоя, либо от давления в масляном кармане (см. п. 6.3).

Целесообразная форма карманов для гидростатических направляющих

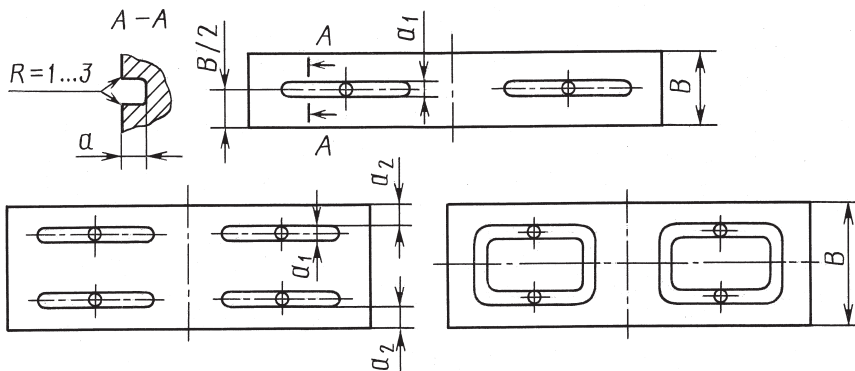


Рис. 5.44. Формы карманов гидростатических направляющих

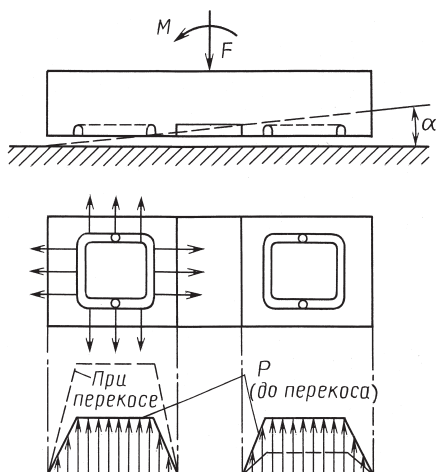


Рис. 5.45. Изменение распределения давления p в гидростатических направляющих при перекосе α от нагрузки F и момента M

показана на рис. 5.44. Их геометрические размеры задают на основе ориентировочных зависимостей

$$a = 0,5a_1; a_1 = 0,1B; a_2 = 2a_1.$$

Число карманов по длине направляющей не должно быть меньше двух, чтобы исключить перекос подвижного узла (рис. 5.45). Пример реализации гидростатических направляющих стола 1 в продольно-фрезерном станке показан на рис. 5.46. Здесь для уменьшения влияния деформаций деталей на работу предусмотрены самоустанавливающиеся опоры 2. Гидростатические направляющие чувствительны к деформациям и погрешностям изготовления и монтажа, суммарная величина которых для сопряженных деталей не должна превышать примерно одной

трети минимальной расчетной толщины слоя смазочного материала. Положительным свойством гидростатических опор является их способность в значительной мере усреднять исходные геометрические погрешности сопряженных поверхностей.

В аэростатических направляющих разделения трущихся поверхностей добиваются подачей в карманы воздуха под давлением, в результате чего между сопряженными поверхностями образуется воздушная подушка.

Конструктивно аэростатические направляющие похожи на гидростатические. Типовая конструкция плоских аэростатических направляющих состоит из нескольких секций (рис. 5.47) разделенных дренажными каналами. Общее число секций должно быть не менее трех, предпочтительнее четыре секции, обеспечивающие наибольшую угловую устойчивость подвижного узла. Ширина B направляющей должна быть не менее 30 мм, а длина L каждой секции — не более 500 мм.

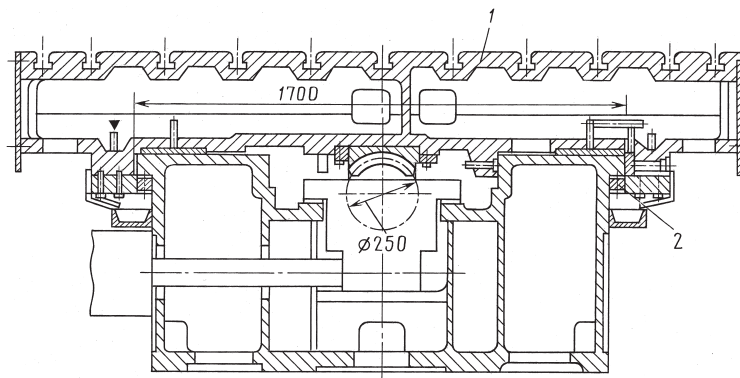


Рис. 5.46. Гидростатические направляющие продольно-фрезерного станка

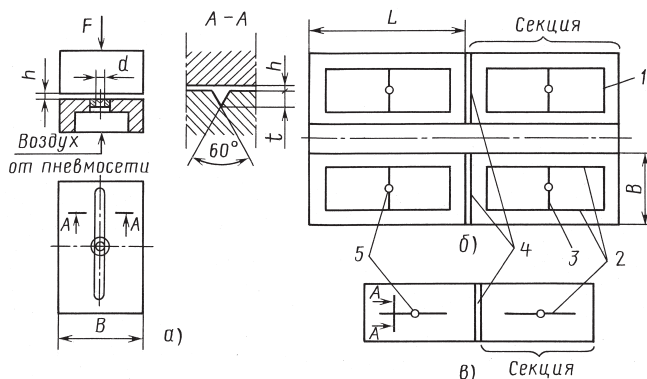


Рис. 5.47. Аэростатические направляющие:

a — принципиальная схема; *б* — секция опоры с замкнутой канавкой; *в* — секция опоры с прямолинейной канавкой

Каждая секция опоры имеет отверстие 5 диаметром d для подвода воздуха под давлением и распределительные микроканавки 1—3 глубиной t для развода воздуха по площади секции. Микроканавки в совокупности с поверхностью станины образуют капиллярные каналы. Таким образом, воздух из области высокого давления, пройдя последовательно через три сопротивления (дроссель, микроканавка и зазор h между неподвижной и подвижной частями опоры), выходит через зазор в окружающую среду. Секции могут быть прямоугольными (см. рис. 5.47) в прямоугольных направляющих и частью кольца в кольцевых направляющих. Дренажные каналы 4 предотвращают перетекание воздуха из одной секции в другую, что повышает угловую жесткость воздушной подушки.

Воздух, подаваемый под давлением, проходит через дроссель и распределяется по канавкам 1—3, при этом образуется воздушный слой, разделяющий поверхности каретки и станины. В зоне, ограниченной микроканавкой, создается повышенное давление воздуха. За пределами микроканавок давление воздуха плавно снижается до атмосферного.

Расстояние от микроканавок до края направляющей должно быть не менее 15 мм, так как при меньшем расстоянии расход воздуха резко возрастает. В направляющих шириной более 40 мм микроканавки 1 и 2 образуют замкнутый контур (см. рис. 5.47, б), воздух в который поступает от дросселя через поперечную канавку 3. В узких направляющих (шириной до 40 мм) микроканавка 2 проходит через середину секции параллельно длинной стороне секции (см. рис. 5.47, в).

Назначение микроканавок — распределение сжатого воздуха по смазочному зазору. Для устранения опасности потери устойчивости и возбуждения интенсивных колебаний по принципу пневмомолотка карманы и распределительные канавки делают с треугольным профилем для обеспечения небольшого сжимаемого объема воздуха в них (рис. 5.47, а). Пример использования аэростатических направляющих представлен на рис. 5.48.

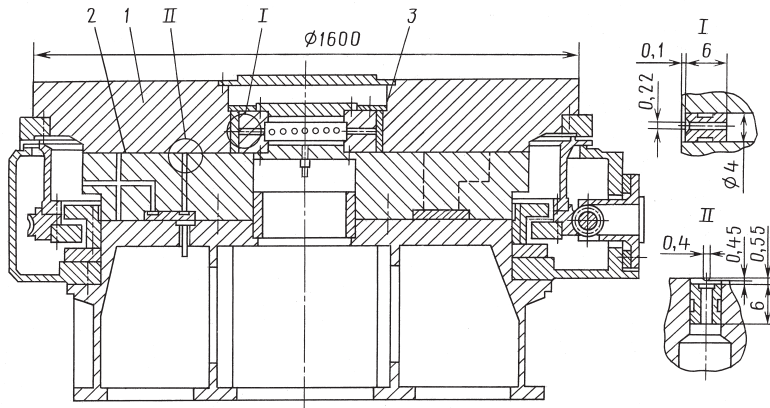


Рис. 5.48. Круговые аэростатические направляющие алмазно-фрезерного станка:
1 — планшайба; 2 — рабочая поверхность направляющих; 3 — радиальная опора

5.2.7. Комбинированные направляющие

Комбинированные направляющие — это сочетание в единой конструкции направляющих различного типа, дающее возможность использовать их преимущества.

Чаще всего встречаются комбинированные направляющие, выполненные на базе опор с возвратом тел качения и направляющих скольжения. Обычно опоры качения используют для устранения зазора в направлении, наиболее важном для обеспечения точности и исключения возможной переориентации узла при реверсах (в основном в столах и суппортах с возвратно-поступательным движением). Грани скольжения в этом случае воспринимают основную нагрузку (рис. 5.49). Для обеспечения равномерного движения на гранях скольжения делают накладки из специальных материалов, имеющих хорошие характеристики трения.

Иногда в направляющих тяжелых станков основную нагрузку воспринимают роликовые танкетки, а слой пластмассы на вспомогательных гранях обеспечивает необходимые характеристики демпфирования. В этом случае желательно грани скольжения делать с частичной разгрузкой роликовыми опорами.

Весьма эффективна гидравлическая разгрузка наиболее ответственных направляющих скольжения за счет подачи в специальные карманы, выполненные на гранях короткой детали, масла под давлением. Подбором давления масла в карманах можно резко уменьшить удельное давление и коэффициент трения, обеспечить высокую долговечность направляющих и надежную фиксацию узла

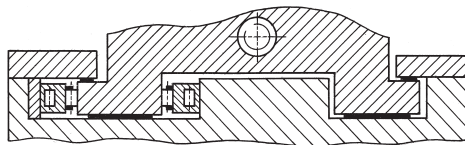


Рис. 5.49. Комбинированные направляющие станка Vertifront-30 (Германия)

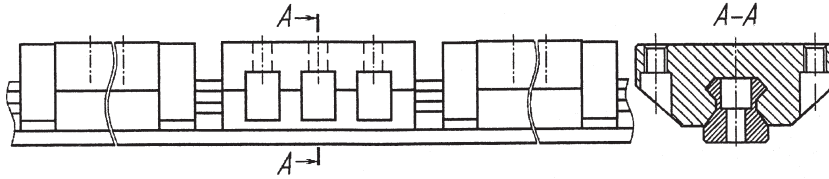


Рис. 5.50. Специальный демпфирующий элемент конструкции фирмы INA (Германия), установленный на роликовую направляющую

после перестановки. Сила трения в направляющих с гидравлической разгрузкой

$$F_{\text{тр}} = f(F_N - F_r), \quad (5.32)$$

где F_N — нормальная составляющая нагрузки на грань; F_r — сила гидравлической разгрузки.

Использование подпружиненных роликовых танкеток на вспомогательных гранях гидростатических направляющих целесообразно, в отдельных случаях, в качестве способа создания силового замыкания в конструкции.

В МПП улучшают диссипативные характеристики путем установки специальных демпфирующих элементов, рассеяние энергии в которых осуществляется за счет выдавливания масла из узких щелей между этими элементом и рельсом (рис. 5.50).

5.2.8. Защита направляющих

Надежная защита направляющих необходима для предохранения рабочих поверхностей от грязи, мелкой стружки и абразивной пыли. Отсутствие защитных устройств в направляющих скольжения в несколько раз ускоряет изнашивание. Наиболее чувствительны к загрязнению направляющие качения. Абразивное загрязнение снижает долговечность направляющих; при попадании стружки возможно повреждение поверхностей в зоне контакта, а при значительном загрязнении качение может прекратиться. Применение того или иного защитного устройства определяется конкретными условиями работы и особенностями конструкции направляющих и станка в целом.

Уплотнения на концах направляющих более короткого узла или опоры качения защищают поверхности только от незначительного загрязнения. Их применяют обычно в сочетании с защитными устройствами других типов (рис. 5.51). Войлочные уплотнения быстро загрязняются (шаржируются), и поэтому их заменяют полимерными или комбинированными уплотнениями (резина и металл, резина и войлок), которые подбирают в зависимости от материала направляющих, интенсивности загрязнения и метода смазывания.

Защитные устройства с металлическими скребками (рис. 5.51, а) удаляют только относительно крупные частицы отходов обработки. Лучше поверхность трения очищается при использовании полимерных (резиновых и пластмассовых) скребков (рис. 5.51, б).

Направляющие металлорежущих станков часто оснащают различного вида щитками. Наибольшее распространение получили телескопические щитки

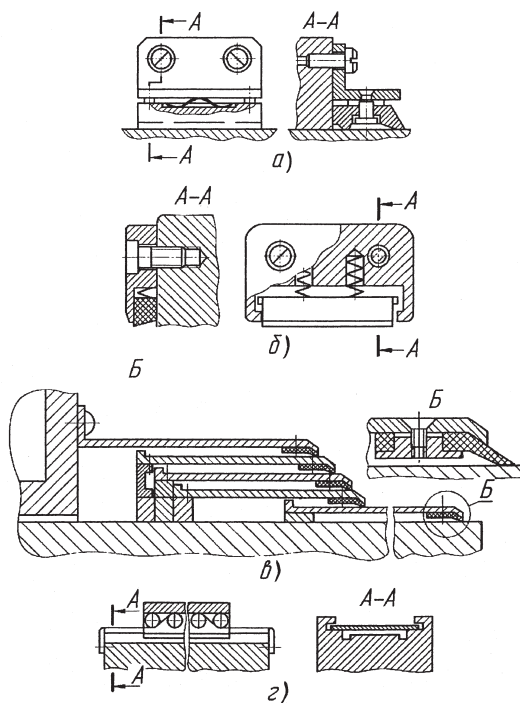


Рис. 5.51. Устройства защиты направляющих

(рис. 5.51, в) с уплотнениями, расположенными между ними. Такие щитки устанавливают в основном на средние и тяжелые станки при большой длине хода. Подвижные щитки охватывают направляющие со всех сторон и опираются одной поверхностью на рабочую грань направляющих через промежуточную бронзовую или пластмассовую прокладку. В тяжелых станках при большой массе щитков иногда предусматриваются опорные катки качения.

Щитки изготавливают из стальных листов толщиной 1,5...3 мм (в зависимости от размера щитка) с достаточно высокой точностью. Отклонения от плоскости не должны превышать 0,5 мм на 1 м. Для повышения надежности защиты направляющих от грязи, пыли, стружки во внутреннюю полость телескопических щитков в особо ответственных случаях подают воздух под небольшим избыточным давлением.

В современном станкостроении достаточно широко применяют защитные устройства с лентами (рис. 5.51, з). Их применяют при большой длине хода. Ленты бывают стальные и полимерные. Иногда применяют полиамидную пленку, армированную капроновой сеткой. Стальные ленты обязательно должны быть закалены. Для уплотнения стыка края ленты помещают в пазы, смазывают и прижимают пружинами.

Гофрированные меха являются защитными устройствами, обеспечивающими высокую герметичность. Они широко применяются в шлифовальных и прецизионных станках. Основной их недостаток, как и у телескопических щитков, связан с увеличением габаритов вдоль направляющих на величину сложенного

устройства. Их изготавливают из полимерных материалов, обеспечивающих высокую долговечность устройства. Для защиты от горячей стружки и искр на внешнюю поверхность мехов наклеивают тонкую металлическую фольгу. При большой длине хода гофрированные меха снабжают поддерживающим каркасом, препятствующим провисанию.

5.3. Привод главного движения

Приводы металлорежущих станков предназначены для осуществления рабочих, вспомогательных и установочных перемещений инструментов и заготовок. К каждому виду привода, с учетом служебного назначения станка, предъявляют свои специфические требования по передаче мощности от привода, обеспечению постоянства скорости, ее изменению и настройке, точности перемещения и погрешности позиционирования узла, быстродействию, надежности, стоимости, габаритам.

В связи с применением числового программного управления в станках каждое движение чаще всего осуществляется от своего отдельного источника — электрического или гидравлического двигателей различных типов, обладающих своими особенностями, определяющими области рационального применения.

Главное движение (движение резания) обеспечивает снятие стружки с заготовки в процессе обработки. Приводы главного движения металлорежущих станков предназначены для осуществления рабочих вращательных или поступательных движений инструмента или заготовок.

При разработке главного привода станков необходимо учитывать, что современные системы электроприводов позволяют решить многие задачи, связанные с регулированием и изменением скорости и направления движения, что существенно упрощает управление приводом, расширяет возможности унификации приводов и выполнения их в виде отдельных агрегатов. Развитие приводов главного движения идет в направлении создания бесступенчатых приводов с большим диапазоном регулирования.

5.3.1. Основные требования

1. Изменение частот вращения на исполнительном звене — шпинделе в диапазоне регулирования частот вращения привода

$$R_n = n_{\text{шп}}^{\max} / n_{\text{шп}}^{\min}.$$

В современных станках R_n достигает 200 и даже более.

2. Необходимые для процесса резания мощность и крутящий момент.

Полезная мощность, кВт, на шпинделе

$$P = \frac{F_z v}{60 \cdot 1000},$$

где F_z — тангенциальная составляющая силы резания, Н; v — скорость резания, м/мин.

При обработке на станке деталей различных размеров величины F_z и v для определенного режима в первом приближении остаются постоянными, переход

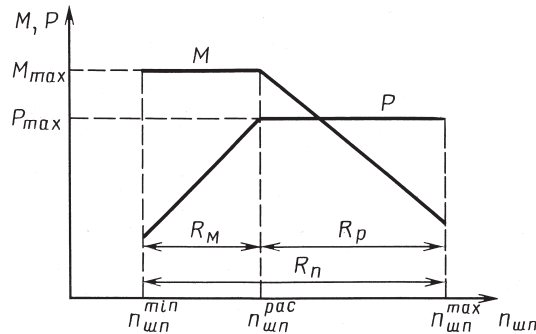


Рис. 5.52. Диаграмма мощности и крутящего момента привода главного движения

на чистовые режимы приводит к уменьшению F_z , но при этом увеличивается скорость v . Поэтому желательно, чтобы в приводах главного движения обеспечивалось постоянство развиваемой мощности в некотором диапазоне регулирования R_p , в котором мощность используется полностью. Этот диапазон находится в пределах частот вращения шпинделя $n_{шп}^{рас} \dots n_{шп}^{max}$. Крутящий момент, Н·м, на шпинделе

$$M_{кр} = 9750 P / n$$

достигает максимального значения при $n = n_{шп}^{рас}$ (рис. 5.52) и остается постоянным при дальнейшем снижении частот вращения.

Поэтому часто в станках общего назначения применяют привод с комбинированным регулированием, когда до условной расчетной частоты $n_{шп}^{рас}$ происходит регулирование с постоянным моментом в диапазоне

$$R_M = n_{шп}^{рас} / n_{шп}^{min},$$

а выше — регулирование с постоянной мощностью в диапазоне:

$$R_P = n_{шп}^{max} / n_{шп}^{рас}.$$

В этом случае значение максимального крутящего момента в приводе уменьшается, что позволяет уменьшить его габариты и стоимость.

Значение $n_{шп}^{рас}$, начиная с которого используется полная мощность привода, определяется на основе анализа технологических процессов, применяемых на станке. Как правило, в нижней трети общего диапазона полная мощность не используется, поэтому можно, опираясь на статистические данные, определить диапазон расчетных частот:

$$n_{шп}^{рас} = n_{шп}^{min} \sqrt[3]{R_n}.$$

3. Включение, выключение, а также, если это необходимо, торможение и реверсирование вращения шпинделя. Перечисленные функции осуществляются либо системой управления двигателя, либо соответствующими механическими устройствами.

4. Высокая точность и плавность вращения шпинделя.

5. Минимальные потери на трение, т.е. высокий КПД привода.

6. Высокая надежность привода.
7. Удобство управления.
8. Простота и минимальная стоимость изготовления и эксплуатации.

5.3.2. Выбор структуры привода

При разработке кинематической схемы в первую очередь необходимо решить вопрос выбора структуры привода главного движения. Если привод выполняется в виде коробки скоростей с электродвигателем, то возможны два вида компоновки: совмещенный и разделенный привод. Тот или иной вариант необходимо выбирать после сравнения их технико-экономических показателей с учетом конструктивных особенностей проектируемого станка.

Приводы главного движения в общем случае имеют следующую структуру (рис. 5.53): двигатель M привода главного движения; соединение C_1 двигателя с коробкой скоростей (с передаточным отношением i_1), которое выполняется в зависимости от компоновки станка в виде ременной или зубчатой передачи или соединительной муфты; коробка скоростей $КС$, при нерегулируемом двигателе предназначена для изменения передаточного отношения привода, чтобы получить на шпинделе разные скорости вращения в пределах от $n_{\text{шп}}^{\text{max}}$ до $n_{\text{шп}}^{\text{min}}$, т.е. i_2 настраивается в соответствии с режимами резания; при регулируемом двигателе коробка скоростей предназначена для расширения диапазона регулирования частот вращения двигателя; соединение C_2 коробки скоростей со шпиндельной бабкой (с передаточным отношением i_3), как и соединение C_1 , выполняется в виде ременной или зубчатой передачи или соединительной муфты.

Назначение тех или иных элементов в конкретном приводе в первую очередь определяется технологическим назначением станка, его общей компоновкой и системой управления. Передаточный механизм должен иметь общее передаточное отношение:

$$i_0 = i_1 i_2 i_3 i_4 = n_{\text{шп}} / n_{\text{дв}}.$$

В случае применения в станке разделенного привода шпиндель располагается в отдельном корпусе — шпиндельной бабке (ШБ). В зависимости от требований по плавности вращения шпинделя, а также величины передаваемого момента соединение C_2 может быть ременной или зубчатой передачей. Иногда в шпиндельной бабке имеются переключаемые зубчатые передачи (перебор) с общим передаточным числом i_4 .

При неразделенном приводе отсутствует отдельная коробка скоростей, а зубчатые передачи, служащие для изменения общего передаточного отношения, располагаются в корпусе шпиндельной бабки.

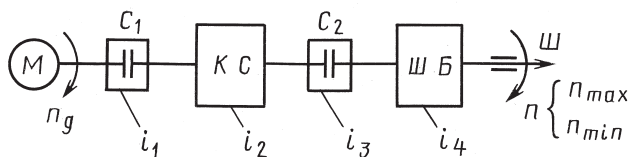


Рис. 5.53. Общая структура привода главного движения

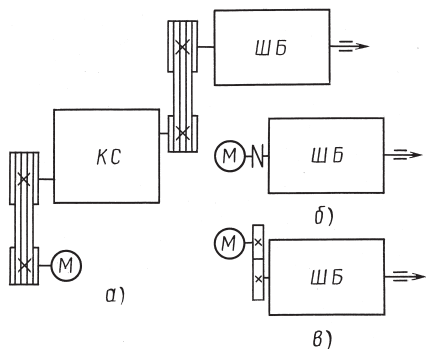


Рис. 5.54. Варианты структур приводов главного движения станков:
 а — токарных и токарно-револьверных;
 б — фрезерных и расточных; в — многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных

На рис. 5.54 приведены структуры приводов главного движения станков различных типов.

Выбор той или иной структуры привода определяется следующими факторами:

- технологическим назначением и технической характеристикой станка (характер операций, намечаемых к выполнению на проектируемом станке, значения частот вращения шпинделя, способ их регулирования, мощность привода);
- техническими возможностями того или иного типа привода, обеспечивающими нужные характеристики проектируемого станка;
- экономической эффективностью применения выбранного типа привода в проектируемом станке;

- технологичностью конструкции привода;
- габаритами и массой привода (включая и электродвигатель), что особенно важно, когда привод располагается в узле, движущемся с большой скоростью.

Оба варианта привода имеют свои достоинства и недостатки.

Достоинства разделенного привода:

- вибрации механизмов коробки скоростей не передаются шпиндельному узлу;
- уменьшается нагрев шпиндельного узла, соответственно уменьшаются и его деформации, что ведет к повышению точности обработки;
- возможность унификации и нормализации отдельных узлов привода с применением их в разных типах и размерах станков;
- улучшаются условия сборки, ремонта и модернизации.

К недостаткам разделенного привода относятся:

- более высокая стоимость привода из-за изготовления двух узлов вместо одного;
- увеличение размеров приводной передачи вследствие необходимости передачи шпинделю полной мощности на нижних ступенях скорости;
- работа ременной передачи с недогрузкой на высших ступенях скорости.

Достоинства привода, расположенного в одном корпусе, заключаются в компактности всего привода, меньшей его стоимости по сравнению со стоимостью разделенного привода и возможности концентрации органов управления. Коробка скоростей, расположенная в шпиндельной бабке по рис. 5.55, в зависимости от положения зубчатых блоков позволяет получать 12 различных частот вращения шпинделя и ее передаточное отношение $i_k = i_1 i_a i_b i_c i_d$. По сравнению с разделенным привод упрощается, однако ухудшается плавность вращения шпинделя, так как применяется зубчатая передача i_d на шпинделе, а ременную передачу применить сложно.

Недостатками совмещенного привода являются:

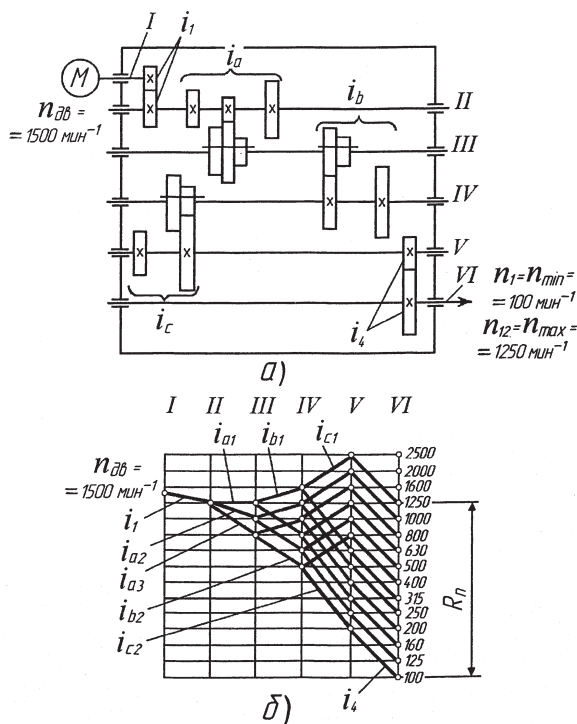


Рис. 5.55. Ступенчатый привод с коробкой скоростей:
 а — кинематическая схема; б — график частот вращения

- передача вибраций механизмов коробки скоростей на шпиндельный узел;
- передача тепла, выделяющегося в механизмах коробки скоростей, на шпиндельный узел.

Тип последней передачи на шпиндель существенно влияет на максимальную скорость и плавность движения и на шероховатость обработанной поверхности.

В станках с вращательным главным движением в качестве последней в большшинстве случаев применяется зубчатая передача.

В станках с высокими требованиями к шероховатости обработанной поверхности и с большими числами оборотов шпинделя применяют ременную передачу, передающую вращение непосредственно на шпиндель.

5.3.3. Определение мощности привода

До начала разработки кинематической схемы станка следует определить мощность электродвигателя привода главного движения и диапазон частот вращения шпинделя, так как они влияют на выбор типов передач в кинематических цепях.

Мощность двигателя в главном приводе станка расходуется на полезную работу в процессе резания и на преодоление различных сопротивлений:

$$P = P_0 + P_1 + P_2,$$

где P_0 — полезная мощность; P_1 — мощность холостого хода, учитывающая постоянные потери; P_2 — мощность, расходуемая на дополнительные потери, связанные с увеличением сопротивлений в опорах и передачах при повышении полезной мощности.

Для определения мощности, кВт, холостого хода при наличии в главном приводе коробки скоростей можно использовать следующую приближенную зависимость:

$$P_1 = \frac{d}{10^6} \left(\Sigma n + k_1 \frac{d_0}{d} n_0 \right) k_2,$$

где d — средний диаметр шеек под подшипники всех промежуточных валов коробки скоростей, мм; d_0 — диаметр шеек шпинделя, мм; Σn — сумма частот вращения всех промежуточных валов, мин^{-1} ; n_0 — частота вращения шпинделя, мин^{-1} ; $k_1 = 1,5 \dots 2$ — коэффициент, учитывающий повышенные потери в шпиндельном узле за счет предварительного натяга; $k_2 = 3 \dots 5$ — коэффициент, зависящий от совершенства смазочной системы.

Мощность, расходуемую на дополнительные потери, которая обычно не превышает 10...15% всей потребляемой в главном приводе мощности двигателя, можно определять по формуле

$$P_2 = P_0 / \eta + P_1,$$

где η — общий КПД всех передач и опор в главном приводе станка.

5.3.4. Способы регулирования скоростей

При обработке на станке заготовок различных диаметров или инструментом любого диаметра от $D_{\min}$ до $D_{\max}$ для получения оптимальных по режимам резания скоростей на шпинделе может потребоваться разное значение частоты $n_{\text{шп}}$ в пределах расчетного диапазона регулирования, т.е. требуется бесступенчатое регулирование частоты вращения. Однако системы бесступенчатого регулирования отличаются повышенной стоимостью, поэтому в станках общего назначения, особенно без ЧПУ, широко применяются ступенчатые приводы. К ним относятся приводы с шестеренными коробками скоростей, с одно- или много- скоростными асинхронными двигателями или приводы, являющиеся комбинацией этих механизмов. Основные их достоинства:

- относительно небольшая стоимость;
- высокие КПД и жесткостные характеристики;
- возможность получения постоянства мощности во всем диапазоне регулирования.

При ступенчатом регулировании шпиндель вращается с частотами, образующими геометрический ряд, имеющий следующий вид:

$$n_1 = n_{\min};$$

$$n_2 = n_1 \varphi;$$

$$n_3 = n_2\varphi = n_1\varphi^2;$$

.....

$$n_Z = n_1\varphi^{Z-1},$$

где φ — стандартный знаменатель геометрического ряда ($\varphi = 1,06; 1,12; 1,26; 1,41$ и т.д.). При этом потери производительности $\Delta Q = (1 - 1/\varphi)100\%$ связаны с невозможностью обеспечить экономически выгодную скорость. Общее число ступеней коробки — число членов ряда при выбранном φ

$$Z_n \geq \lg R_n / \lg \varphi + 1.$$

В приводе с шестеренной коробкой скоростей (рис. 5.55, а) требуемое число ступеней коробки скоростей обеспечивается последовательным включением ряда групповых передач (блоков зубчатых колес):

$$Z_n = Z_a Z_b Z_c,$$

где $Z_a, Z_b, \dots, Z_c$ — число отдельных передач в каждой группе. Соответственно конкретное значение частоты вращения шпинделя определяется передаточными отношениями включенных в блоках передач.

Возможные значения частот вращения шпинделя при всех включениях блоков удобно изображать с помощью графика частот вращения, представленного на рис. 5.55, б. Последовательно расположенные валы привода условно изображены вертикальными линиями, на которых имеются отметки стандартных частот вращения, соединенные горизонтальными линиями. Расстояние между горизонталями одинаково и равно $\lg \varphi$, так как график построен в логарифмической шкале. Лучи, соединяющие точки пересечения на вертикалях, соответствуют передаточным отношениям отдельных передач между соответствующими валами; число лучей, выходящих из одной точки, соответствует числу отдельных передач между валами, число точек на линии соответствует числу различных ступеней скорости на них. В рассмотренном примере $n_{\text{дв}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$; $Z_n = 12$; $n_1 = n_{\text{мин}} = 100 \text{ мин}^{-1}$, $n_{12} = n_{\text{макс}} = 1250 \text{ мин}^{-1}$; $\varphi = 1,25$.

В отличие от ступенчатого, бесступенчатый привод позволяет повысить производительность обработки за счет точной настройки оптимальной по режимам резания скорости, появляется возможность плавного изменения ее в процессе работы, упрощается процесс переключения скоростей.

Для бесступенчатого регулирования в большинстве случаев применяются различные типы регулируемых электродвигателей. Изменение частот вращения двигателя происходит в диапазоне регулирования двигателя.

5.3.5. Двигатели приводов главного движения

В приводах главного движения со ступенчатым регулированием преимущественное распространение получили асинхронные односкоростные электродвигатели в связи с их небольшой стоимостью, высокой надежностью, возможностью значительных перегрузок и жесткостью механической характеристики. Они не требуют применения специальных преобразователей, усилителей, имеют небольшие габариты и массу. Однако привод содержит сложную многосту-

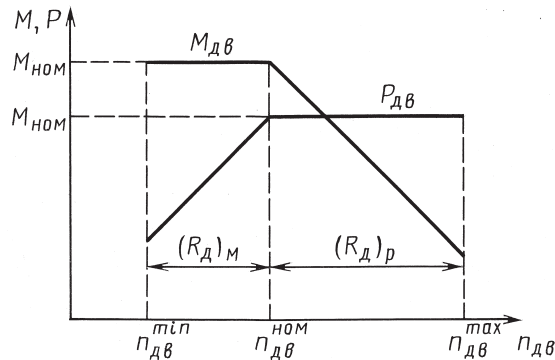


Рис. 5.56. Графики мощности и момента двигателей с двухзонным регулированием

пенчатую коробку скоростей, затруднена также автоматизация переключения скоростей.

Иногда применяются многоскоростные асинхронные электродвигатели, в которых частота вращения изменяется за счет переключения числа пар полюсов. Чаще всего применяются двухскоростные двигатели, при этом упрощается коробка скоростей за счет исключения соответствующего двойного блока. Однако стоимость, габариты и масса многоскоростных двигателей существенно выше, чем односкоростных.

В приводах главного движения с бесступенчатым регулированием, особенно станков с числовым программным управлением, применяют регулируемые электродвигатели постоянного тока с двухзонным регулированием, синхронные или асинхронные регулируемые двигатели. В этом случае регулирование частоты вращения двигателя до номинальной $n_{дв}^{ном}$ происходит при постоянном моменте $M_{дв}$. Мощность двигателя $P_{дв}$ увеличивается пропорционально частоте его вращения (рис. 5.56), достигая номинального значения при $n_{дв}^{ном}$.

Дальнейшее регулирование до $n_{дв}^{max}$ происходит при постоянной номинальной мощности $P_{ном}$. Момент $M_{дв}$ при этом уменьшается. Таким образом, двигатель имеет зону с постоянной мощностью, диапазон регулирования которой:

$$(R_d)_P = n_{дв}^{max} / n_{дв}^{ном}.$$

При частоте вращения двигателя ниже номинальной имеем диапазон регулирования с постоянным моментом:

$$(R_d)_M = n_{дв}^{ном} / n_{дв}^{min}.$$

Как правило, диапазон регулирования $(R_d)_P$ двигателя с постоянной мощностью существенно меньше требуемого на шпинделе диапазона регулирования R_p , поэтому для его расширения последовательно регулируемому двигателю включают коробку скоростей с диапазоном регулирования R_k и числом ступеней $Z_k = 2 \dots 4$.

Несмотря на возможность бесступенчатого регулирования частот вращения на шпинделе, обычно, для удобства управления, переключение частот вращения осуществляется по закону геометрической прогрессии со знаменателем

$\varphi = 1,12$ или $1,06$. Недостатки двигателя постоянного тока связаны с наличием коллекторно-щеточного узла, что снижает его надежность и ограничивает максимальные частоты вращения. Поэтому в последнее время в станках применяются синхронные и асинхронные регулируемые двигатели, характер изменения момента и мощности которых такой же, как у двигателей постоянного тока.

Регулируемые двигатели и системы их управления существенно упрощают привод, механическая часть привода также упрощается.

5.3.6. Способы переключения скоростей

Механизмы переключения должны обеспечивать безопасность и удобство работы на станке, надежность и быстроту переключения. При ручном переключении необходимо стремиться к минимальному числу органов управления, располагать их в зоне, удобной для обслуживания, силы на них ограничиваются $30 \dots 80$ Н (при частых переключениях — $20 \dots 30$ Н). Автоматические системы переключения в станках с ЧПУ требуют контроля включенных скоростей.

Способ переключения скоростей определяется в основном частотой переключений (от которой зависит отводимое на переключение время), необходимостью автоматизации переключений, а также экономическими соображениями.

При относительно редкой настройке привода шпинделя в специальных станках и автоматах для серийного и массового производства для изменения скоростей используются сменные колеса, а также ступенчатые шкивы. Привод отличается простотой, компактностью, однако время на переключение скоростей существенно увеличивается.

В обычных универсальных станках в коробках скоростей широко применяются для переключения скоростей передвижные (скользящие) блоки зубчатых колес (см. рис. 5.55, а). В этом случае возможна передача значительных крутящих моментов при высоком КПД (в зацеплении находятся лишь те колеса, которые участвуют в передаче мощности на шпиндель). При относительной простоте и малой стоимости такие коробки не позволяют переключать скорость станка на ходу, отличаются сравнительно большими размерами по длине, кроме того, невозможно применять косозубые колеса.

Для переключения групповых передач в коробках скоростей могут применяться кулачковые (или зубчатые) муфты. В этом случае уменьшаются осевые хода и усилия при переключении, возможно применение косозубых и шевронных колес. Однако возрастают потери мощности вследствие трения в неработающих парах зубчатых колес, увеличивается износ колес, переключение передач на ходу станка также невозможно.

Использование фрикционных муфт позволяет быстро и плавно переключать скорость на ходу станка. Для автоматизации переключения могут применяться фрикционные электромагнитные муфты. В этом случае снижается КПД и выделяется большое количество теплоты за счет постоянного зацепления колес и трения в дисках выключенных муфт.

Системы ручного переключения блоков или муфт в шестеренных коробках могут быть *многорукоятчными* или *однорукоятчными*. В первом случае каждая групповая передача (блок) переключается своей рукояткой, что требует значительного времени. Так как при переключении скоростей рукоятка обычно по-

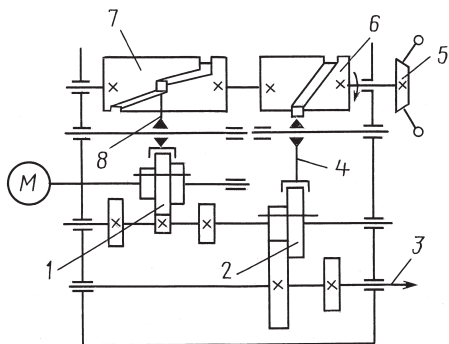


Рис. 5.57. Система переключения скоростей последовательного действия

ворачивается, а исполнительный элемент (блок или муфта) смещается прямолинейно, то в передаточных механизмах систем управления кроме рычагов широко применяются механизмы, преобразующие вращательное движение в поступательное — кулачки (дисковые и барабанные), реечные и режы винтовые передачи.

Системы управления с одной рукояткой позволяют переключать сразу все групповые передачи коробки скоростей. Это упрощает процесс и уменьшает время переключения скоростей, но сложность и стоимость системы возрастают.

Однорукоятчные системы управления подразделяются на системы последовательного действия и селективные. В первом случае для перехода от одной частоты вращения к другой необходимо пройти все промежуточные значения частот, а следовательно, осуществить все промежуточные включения блоков. Недостатки таких систем — большая, чем в селективных, затрата времени на переключение; большой износ торцов зубьев колес или кулачков в коробках с кулачковыми муфтами. Пример такой системы представлен на рис. 5.57. Шпиндель 3 получает шесть различных скоростей при повороте рукоятки 5. При этом вращаются барабанные кулачки 6 и 7, управляющие через систему рычагов 4 и 8 положением блоков колес 1 и 2.

Системы селективного (избирательного) переключения позволяют перейти от одной скорости к любой другой, минуя все промежуточные положения, что исключает недостатки предыдущей системы. Принципиальная схема селективного переключения скоростей приведена на рис. 5.58. Для включения одной из шести возможных скоростей шпинделя 9 необходимо рукояткой 1 отвести влево селекторный диск 2, освободив его таким образом от зацепления с цилиндрическими концами 4 реечных толкателей 3 и 5, попарно сцепленных с зубчатыми колесами 6. Затем диск поворачивается в соответствующее положение с определенной комбинацией сквозных и глухих отверстий, после чего он смещается до отказа вправо. Пары реечных толкателей 5, взаимодействуя своими концами 4

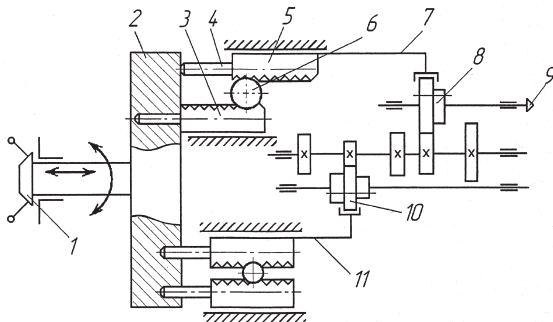


Рис. 5.58. Селективная система переключения скоростей

с отверстиями или торцом диска, смещаются и с помощью рычажной системы 7 смещают в требуемое положение зубчатые блоки 8 и 10.

В универсальных станках применяют и гидравлические системы селективного управления (рис. 5.59). В этом случае блоки колес 2 и 3 переключаются с помощью гидроцилиндров 1 и 4, масло в которые поступает от гидрораспределителя 6. Рукояткой 5 его поворачивают в необходимое положение для соединения полостей гидроцилиндров с нагнетанием и сливом.

На рис. 5.60 представлен двудольный гидроцилиндр для переключения тройного блока. Для обеспечения среднего (нейтрального) положения масло под давлением подается в полости А и В гидроцилиндра 1; за счет разницы площадей поршней 2 и 3 шток 4 и связанная с ним вилка переключения 7 устанавливаются в среднем положении (изображено на рисунке). При подаче масла в полость А и сливе его из полости В оба поршня, а следовательно, и шток смещаются в крайнее правое положение; при подаче масла в полость С и сливе из полости А шток поршнем 2 смещается относительно поршня 3 в крайнее левое положение. Включенные положения блока фиксируются подпружиненным шариком 6 и контролируются конечными выключателями 5.

Еще большее сокращение времени на переключение обеспечивают преселективные системы управления (с предварительным выбором скорости). В этом случае значительная часть манипуляций, необходимых для переключения, производится в то время, когда станок работает без изменения установленного для данной операции режима. После окончания этой операции скорость быстро переключается одним движением рукоятки или нажатием кнопки.

Ранее рассмотренные селективные системы превращаются в преселективные, если обеспечить фиксацию блоков во всех включаемых положениях. Тогда, например, в системе по рис. 5.58 можно отвести селективный диск от реечных толкателей и повернуть его в положение, соответствующее скорости для следующей операции. Включение этой скорости требует только одного смещения

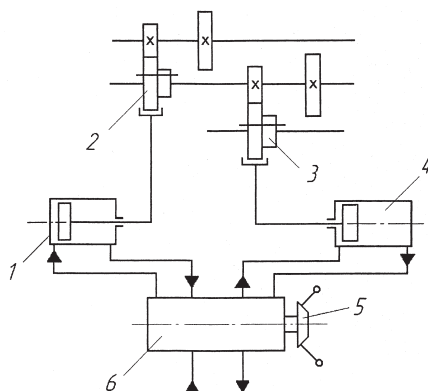


Рис. 5.59. Гидравлическая селективная система переключения скоростей

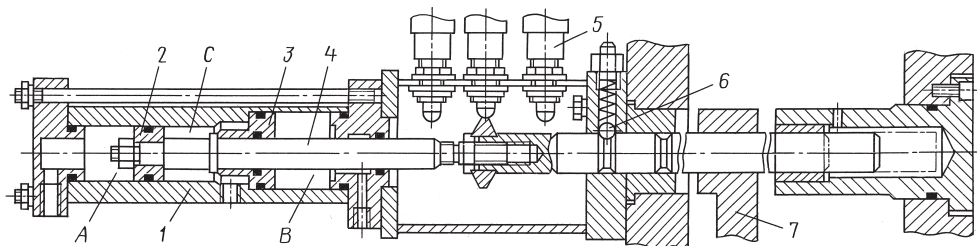


Рис. 5.60. Гидроцилиндр для переключения тройного блока

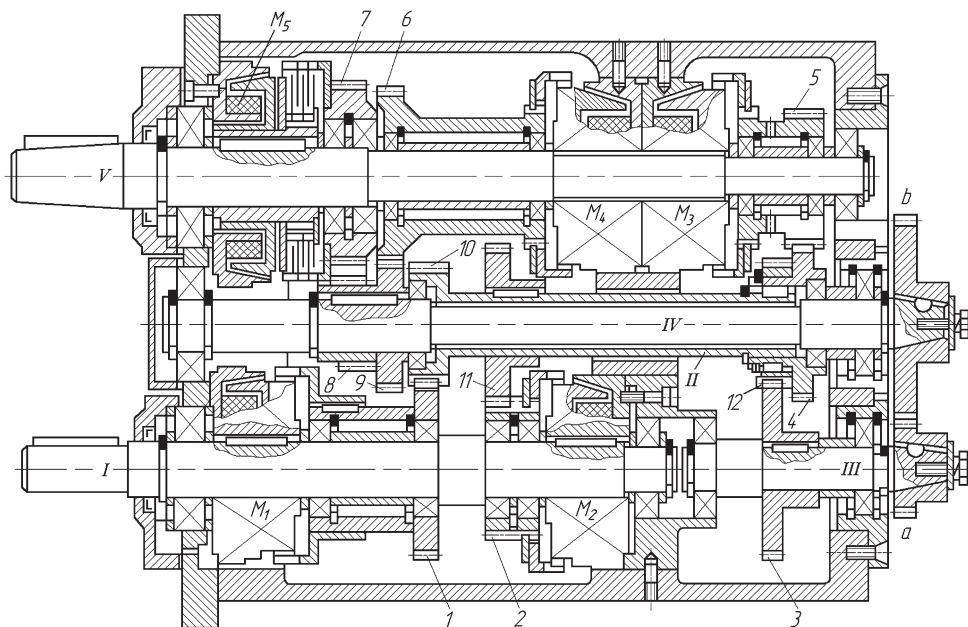


Рис. 5.61. Автоматическая коробка скоростей токарно-револьверного автомата

диска вправо. Преселективные системы экономически оправдывают себя только в станках с частыми переключениями при большой доле вспомогательного времени на переключения в штучном времени изготовления детали.

Во всех трех системах однорукоятчного управления для возможности включения блоков необходимо исключить «утыкание» торцов зубьев или кулачков. Для этого сообщают валам коробки скоростей в момент переключения медленный поворот от приводного двигателя или специальных устройств, обеспечивая импульсное включение двигателя. Кроме того, предусматривают закругления каждого зуба на торцах.

Системы автоматического переключения скоростей в станках-автоматах и станках с ЧПУ строятся либо на базе соответствующих много- или однорукоятчных систем при замене рукояток обычно специальными маломощными двигателями со встроенными редукторами, либо применяется переключение блоков от гидроцилиндров. Иногда автоматическое переключение скоростей осуществляется с помощью электромагнитных фрикционных муфт.

На рис. 5.61 приведена конструкция автоматической коробки скоростей одношпиндельного токарно-револьверного автомата. Переключение скоростей, необходимое при автоматической смене инструмента при повороте револьверной головки, обеспечивается включением соответствующих бесконтактных электромагнитных муфт $M_1, \dots, M_5$. Предусмотрена также настройка скоростей сменными зубчатыми колесами a и b , которые меняются вручную при полной переналадке станка на другую деталь.

Вращение от входного вала I через зубчатые колеса 1, 10 и 2, 11 передается при включении муфты M_1 или M_2 на вал-втулку II. Далее при включении муфты

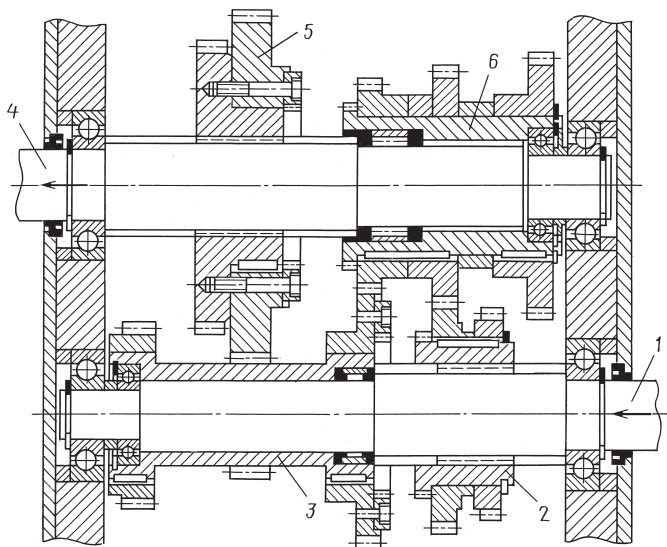


Рис. 5.62. Девятискоростная компактная коробка скоростей

M_4 вращение передается на выходной вал V через понижающую передачу с колесами 12 и 3, сменные шестерни a и b , колеса 9 и 6 либо при включении муфты M_3 высокие скорости передаются через шестерни 4 и 5. Для реверсирования направления вращения вала V включается муфта M_5 , и вращение от вала-втулки IV передается через колеса 12 и 3, сменные шестерни a и b , колеса 8 и 7, между которыми расположена паразитная шестерня.

На рис. 5.62 представлена девятискоростная компактная коробка скоростей с изменением скоростей выходного вала 4 переключением положений зубчатых блоков 2 и 5, содержащих по два зубчатых колеса и зубчатую муфту. Вал-втулка 3 получает от входного вала 1 три скорости либо через вал-втулку 6, либо напрямую при включении зубчатой муфты блока 2. Выходной вал 4 получает от вала-втулки 3 при перемещении блока 5 две различные скорости либо вращается со скоростью вала-втулки 6 при включении зубчатой муфты блока 5.

5.3.7. Кинематический расчет бесступенчатого привода

Расчет заканчивают построением кинематической схемы привода, и он содержит определение диапазонов регулирования, числа ступеней, передаточных чисел (или передаточных отношений), чисел зубьев колес в зубчатых передачах коробок скоростей.

Расчет диапазонов регулирования. Диапазон регулирования привода, в котором необходимо обеспечить изменение частот вращения шпинделя,

$$R_{\Pi} = n_{\text{шп}}^{\max} / n_{\text{шп}}^{\min}.$$

Диапазон регулирования двигателя с постоянной мощностью

$$(R_d)_P = n_{\text{дв}}^{\max} / n_{\text{дв}}^{\text{ном}}.$$

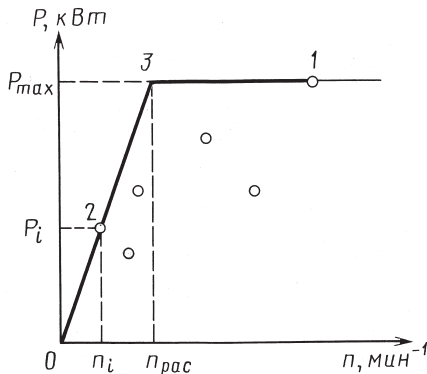


Рис. 5.63. Диаграмма мощности

Расчетный диапазон регулирования

$$R_p = n_{\text{шп}}^{\text{max}} / n_{\text{шп}}^{\text{рас}}.$$

Расчетную частоту $n_{\text{шп}}^{\text{рас}}$ определяют на основании анализа технологических режимов обработки типовой детали, и она может быть получена следующим образом:

1) исходя из статистических данных, учитывающих загрузку станка при различных частотах вращения шпинделя, согласно которым расчетная частота лежит в $1/3 \dots 1/4$ всего диапазона регулирования привода,

$$n_{\text{шп}}^{\text{рас}} = n_{\text{шп}}^{\text{min}} \sqrt[3]{n_{\text{шп}}^{\text{max}} / n_{\text{шп}}^{\text{min}}};$$

2) при наличии таблицы режимов резания, охватывающей основные операции, реализуемые на станке, строят диаграмму мощности, на которую наносят точки режимов: по оси X — частоты вращения, по оси Y — мощность (рис. 5.63). Параллельно оси частот вращения через точку 1 с максимальной мощностью проводят прямую линию (все точки диаграммы должны располагаться ниже этой линии). Из начала координат проводят наклонную прямую, проходящую через такую точку режимов резания 2, чтобы все остальные точки располагались справа. Расчетная частота вращения будет соответствовать частоте пересечения (точка 3) этих двух линий, а определить ее можно по подобию треугольников ($0-3-n_{\text{рас}}$ и $0-2-n_i$):

$$n_{\text{рас}} / n_i = P_{\text{max}} / P_i; \quad n_{\text{рас}} = n_i P_{\text{max}} / P_i.$$

Учитывая связь мощности и момента, $n_{\text{рас}}$ можно выразить как

$$n_{\text{рас}} = 9750 P_{\text{max}} / M_{\text{max}}.$$

Выбор способа определения расчетной частоты зависит от анализа технологических возможностей станка. Если проводится достаточно полный анализ, то расчетная частота может быть определена с помощью 2-го способа. Если при проведении анализа не учитывались какие-либо технологические возможности станка, то желательно выбирать расчетную частоту с учетом статистических данных загрузки станка.

Диапазон регулирования коробки скоростей

$$R_k = R_p / (R_d)_p.$$

5.3.8. Расчет числа ступеней коробки скоростей

Расчетное число ступеней

$$Z_k^{\text{рас}} = \frac{\lg R_p}{\lg (R_d)_p} = \frac{\lg R_k}{\lg (R_d)_p} + 1.$$

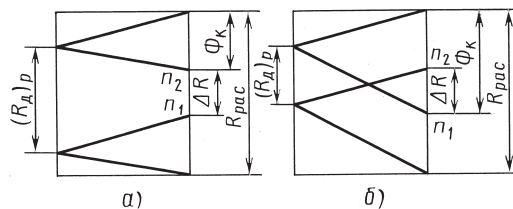


Рис. 5.64. Структура привода:
а — с «перекрытием»; б — с «разрывом»

Полученное число ступеней округляют до целого. При этом, если принятое число ступеней больше расчетного, то в структуре привода образуется так называемое «перекрытие» — диапазон частот ΔR (рис. 5.64, а), в пределах которого регулирование частот может осуществляться как I, так и II диапазонами регулирования двигателя.

Если принятое число ступеней меньше расчетного, то образуется «разрыв» в структуре (рис. 5.64, б) — диапазон частот ΔR , в котором не обеспечивается полная мощность двигателя. При этом падение мощности, % или кВт,

$$\Delta P_{\%} = 100 \left(1 - \frac{(R_d)_P}{\Phi_k} \right) \quad \text{или} \quad \Delta P = P_{\text{дв}} \left(1 - \frac{(R_d)_P}{\Phi_k} \right),$$

где $\Phi_k = Z_k^{-1} \sqrt{R_k}$ — знаменатель ряда коробки скоростей.

Для упрощения конструкции коробки скоростей целесообразно округлять $Z_k^{\text{рас}}$ в меньшую сторону (при $Z_k^{\text{рас}} \leq 1,5 \dots 3,5$). Однако в этом случае следует тщательно анализировать режимы резания в области диапазона частот вращения ΔR ($n_1 \dots n_2$) (рис. 5.64, б), где имеет место падение мощности.

5.3.9. Разработка кинематической схемы

Основными данными для разработки кинематической схемы являются:

- число ступеней Z_k ;
- диапазон регулирования коробки R_k и знаменатель Φ_k (см. рис. 5.67);
- суммарное передаточное отношение понижающей ветви i_{Σ} :

$$i_{\Sigma} = n_{\text{шп}}^{\text{рас}} / n_{\text{дв}}^{\text{ном}}.$$

Диапазон регулирования коробки в значительной степени определяет необходимое число валов в приводе. При этом, как правило, учитываются следующие ограничения:

- предельное значение передаточного отношения в понижающей передаче $i_{\text{пон}}^{\text{мин}} = 0,25$, что связано с увеличением радиальных габаритов зубчатых колес;
- предельное значение передаточного отношения в повышающей передаче $i_{\text{пов}}^{\text{макс}} = 2$, что связано с ростом предельных окружных скоростей и ухудшением динамических характеристик.

Таким образом, наибольший диапазон регулирования коробки с двумя валами

$$R_K^{\max} = i_{\text{пов}}^{\max} / i_{\text{пон}}^{\min} = 2/0,25 = 8.$$

Следовательно, при выборе числа валов коробки скоростей оценивается величина R_K :

- при $R_K \leq 8$ число валов $k_{\text{вал}} = 2$;
- при $8 < R_K \leq 64$ $k_{\text{вал}} = 3$.

Дальнейшее уточнение числа валов проводят с учетом передаточного отношения в понижающей ветви i_Σ и выбранной структуры привода (наличия ременных или зубчатых передач между двигателем и коробкой и/или коробкой скоростей и шпинделем).

5.3.10. Расчет передаточных отношений

Для определения передаточных отношений исходными данными являются:

- частоты вращения двигателя $n_{\text{дв}}^{\max}$, $n_{\text{дв}}^{\text{ном}}$;
- частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп}}^{\max}$, $n_{\text{шп}}^{\text{рас.}}$;
- диапазон регулирования коробки R_K ;
- знаменатель коробки ϕ_K ;
- общее передаточное отношение в понижающей ветви i_Σ .

Рассмотрим определение передаточных отношений на примере двухступенчатой коробки скоростей с тремя валами (рис. 5.65). Примем следующие обозначения:

$$z_1 : z_2 = i_1; \quad z_4 : z_5 = i_2; \quad z_2 : z_3 = i_3.$$

Составим уравнения

$$\begin{cases} i_3 / i_2 = \phi_K; \\ i_1 i_2 = i_\Sigma. \end{cases}$$

Как видно, для решения системы из двух уравнений с тремя неизвестными необходимо найти еще одну зависимость. Это можно сделать, проанализировав следующие варианты:

$$1) i_1 = 0,25; \quad 2) i_2 = 0,25; \quad 3) i_3 = 2.$$

В первом случае:

$$\begin{cases} i_1 i_2 = i_\Sigma; \\ i_3 / i_2 = \phi_K; \\ i_1 = 0,25; \end{cases} \quad \begin{cases} i_2 = i_\Sigma / i_1 = i_\Sigma / 0,25 = 4i_\Sigma; \\ i_3 = i_2 \phi_K = 4i_\Sigma \phi_K; \\ i_1 = 0,25. \end{cases}$$

Во втором случае:

$$\begin{cases} i_2 = 0,25; \\ i_1 = i_\Sigma / i_2 = i_\Sigma / 0,25 = 4i_\Sigma; \\ i_3 = i_2 \phi_K = \phi_K / 4. \end{cases}$$

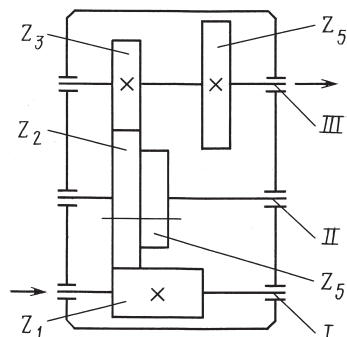


Рис. 5.65. Кинематическая схема двухступенчатой коробки скоростей с тремя валами

И в третьем случае:

$$\begin{cases} i_3 = 2; \\ i_2 = i_3 / \varphi_K = 2 / \varphi_K; \\ i_1 = i_\Sigma / i_2 = i_\Sigma \varphi_K / 2. \end{cases}$$

Пример. Пусть $R_K = 6$; $\varphi_K = 6$; $i_\Sigma = 0,1$.

Решая системы уравнений для трех вариантов, получим:

$$1) \begin{cases} i_1 = 0,25; \\ i_2 = 0,1/0,25 = 0,4; \\ i_3 = 6 \cdot 0,4 = 2,4; \end{cases} \quad 2) \begin{cases} i_2 = 0,25; \\ i_1 = 0,1/0,25 = 0,4; \\ i_3 = 6 \cdot 0,25 = 1,5; \end{cases} \quad 3) \begin{cases} i_3 = 2; \\ i_2 = 2/6 = 0,3; \\ i_1 = 0,1 \cdot 2/6 = 0,3. \end{cases}$$

Из графика (рис. 5.66) видно, что решение системы уравнений находится в пределах заштрихованной области.

Следует стремиться к выбору передаточных отношений, которые наиболее удалены от предельно допустимых значений.

Таким образом, для определения недостающего уравнения можно одному из передаточных отношений присвоить значение в указанных пределах:

$$0,3 \leq i_1 \leq 0,4; \quad 0,25 \leq i_2 \leq 0,3 \quad \text{или} \quad 1,5 \leq i_3 \leq 2.$$

Остальные передаточные отношения можно найти с учетом уже заданного какого-либо передаточного отношения.

Подобным образом можно найти передаточные отношения для любой другой схемы, составив соответствующие ей уравнения.

5.3.11. Определение чисел зубьев колес зубчатых передач коробки скоростей

Минимальное число зубьев назначают исходя из технологических и кинематических соображений (плавность работы и др.). Для колес, нарезаемых без коррекции, в зависимости от частоты вращения рекомендуется принимать минимальное число зубьев:

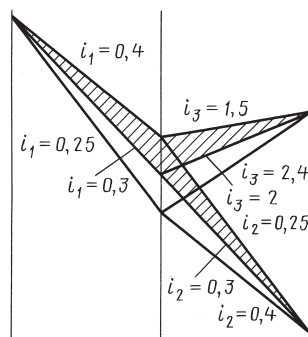


Рис. 5.66. Область решения систем уравнений передаточных отношений

$$\begin{aligned}
 z_{1\min} &= 17 \dots 18 \text{ при } n < 100 \text{ мин}^{-1}; \\
 z_{1\min} &= 18 \dots 22 \text{ при } n = 100 \dots 500 \text{ мин}^{-1}; \\
 z_{1\min} &= 22 \dots 24 \text{ при } n = 500 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}; \\
 z_{1\min} &= 24 \dots 26 \text{ при } n > 1000 \text{ мин}^{-1}.
 \end{aligned}$$

Для обеспечения одинакового межосевого расстояния в зубчатых передачах двойных или тройных блоков суммы чисел зубьев в каждой передаче должны быть равными. То есть для передач $z_2:z_3$ и $z_4:z_5$ (см. рис. 5.65), у которых колеса с числами зубьев z_2 и z_3 составляют двойной блок, должно выполняться равенство

$$z_2 + z_3 = z_4 + z_5.$$

Кроме того, при известных передаточных отношениях можно получить следующее:

$$\begin{aligned}
 z_2/z_3 &= i_2; \\
 z_4/z_5 &= i_3.
 \end{aligned}$$

Таким образом, получилась система уравнений, в которой не хватает еще одной зависимости. Эта зависимость может быть определена при назначении числа зубьев для меньшего колеса:

$$z_1 = z_{\min}.$$

Числа зубьев определяют решением этой системы уравнений и корректируют с учетом вышеуказанных рекомендаций.

5.3.12. Графики частот вращения, мощности и моментов

Построение графика частот вращения. График строят по следующему алгоритму.

1. Проводят вертикальные линии на одинаковом расстоянии друг от друга. Их число соответствует числу валов, начиная с вала электродвигателя и заканчивая шпинделем (рис. 5.67). Над линиями указывается номер вала.

2. В нижней точке линии, соответствующей шпинделю (вал III), отмечают $n_{\text{шп}}^{\min}$.

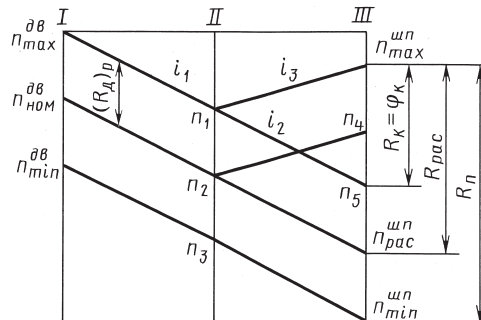


Рис. 5.67. График частот вращения двухступенчатой коробки скоростей

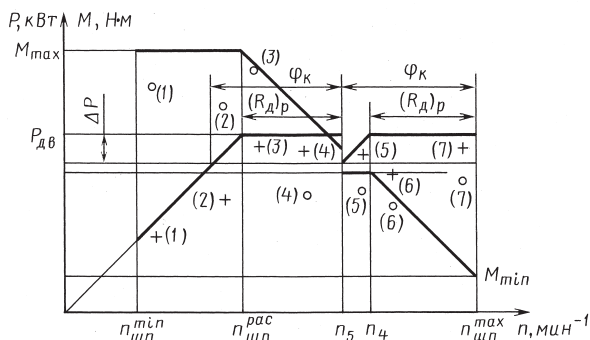


Рис. 5.68. Графики мощности и момента двухступенчатой коробки скоростей

3. На вертикальных линиях, соответствующих валу двигателя (I) и шпинделю (III) отмечают основные частоты вращения (номинальная и максимальная двигателя, максимальная, расчетная и минимальная шпинделя).

4. В соответствии с выбранной кинематической схемой и передаточными отношениями точки, соответствующие частотам вращения двигателя, соединяются с точками, соответствующими частотам вращения шпинделя. При этом линии, обозначающие одни и те же передачи, должны быть параллельны.

5. Для минимальной частоты вращения шпинделя строят только линии, соответствующие понижающей ветви.

6. На графике указывают все диапазоны регулирования, передаточные числа и частоты вращения на промежуточных валах.

На рис. 5.67 представлен график частот вращения привода по рис. 5.65 при $R_k > (R_d)_p$.

Построение графиков мощности и момента.

1. Проводят оси координат: на вертикальной оси откладывают мощность и момент — рис. 5.68, на горизонтальной — частоты вращения шпинделя.

2. Наносят графики изменения мощности двигателя ($P_{дв}$) и момента (M) в диапазоне частот от $n_{шп}^{min}$ до $n_{шп}^{max}$:

$$n_{шп}^{min}, n_{шп}^{рас}, n_4, n_5, n_{шп}^{max}.$$

3. На график наносят моменты (отмечены кружком) и мощности (отмечены крестиком) на различных частотах вращения шпинделя в соответствии с режимами резания 1...6, полученные расчетным путем.

4. На вертикальной оси откладывают максимальную мощность привода $P_{дв}$ и значение мощности с учетом ее падения ΔP при частотах, ниже номинальных.

5. В пределах частот $n_{шп}^{рас}—n_5$ и $n_4—n_{шп}^{max}$ регулирование происходит с постоянной полной мощностью привода. В пределах $n_4—n_5$ полная мощность не обеспечивается, но при этом момент является постоянным так же, как и в диапазоне $n_{шп}^{min}—n_{шп}^{рас}$.

Если в диапазоне частот вращения шпинделя $n_5—n_4$ нет режимов, где требуется больший момент или мощность, чем обеспечивается двигателем (как по рис. 5.68 режим 5), то вариант с падением мощности можно принять для разработки.

5.4. Приводы подач

5.4.1. Назначение, основные требования и классификация

В станках движение подачи предназначено для распространения процесса резания на всю подлежащую обработке поверхность заготовки и происходит со скоростью подачи, существенно меньшей, чем скорость главного движения. Вид и величина подачи определяются соответствующим технологическим процессом обработки, требованиями к точности деталей и стойкости инструмента.

Для большинства типов станков (токарные, фрезерные, сверлильные, расточные, некоторые шлифовальные и т.д.) требуется обеспечить прямолинейное движение подачи. Для других (резьбофрезерные и шлифовальные станки, делительные столы, поворотные столы расточных станков и т.д.) — круговое движение. В некоторых случаях (обрабатывающие центры, станки для обработки сложных поверхностей) система приводов подачи должна обеспечивать и прямолинейные, и круговые перемещения. В редких случаях (станки строгальные, некоторые шлифовальные) движение подачи носит прерывистый (периодический) характер. С помощью привода подачи могут осуществляться также установочные и делительные перемещения рабочих органов.

Привод подачи, являясь одной из важнейших подсистем станка, должен отвечать целому комплексу достаточно противоречивых *требований*.

1. Обеспечение требуемых скоростей перемещения рабочего органа. В универсальных станках, предназначенных для осуществления различных технологических операций, требуется получение рабочих подач в диапазоне

$$R_S = S_{\max}/S_{\min}, \quad (5.33)$$

где $S_{\max}$, $S_{\min}$ — максимальная и минимальная подачи, полученные по режимам обработки.

Для повышения производительности обработки кроме рабочих перемещений во многих случаях привод должен обеспечивать перемещения рабочего органа со скоростью холостого хода $S_{x,x}$, достигающей в современных станках 5...30 м/мин.

При необходимости точных установочных перемещений рабочего органа привод должен обеспечивать получение малых подач (подач позиционирования) S_{Π} , доходящих до 1 мм/мин, а иногда и меньше. Поэтому общий диапазон регулирования привода в современных станках с ЧПУ $R_{S_{\text{общ}}} = S_{x,x}/S_{\Pi}$ доходит до 10 000...30 000.

2. Обеспечение необходимого числа ступеней рабочих подач. Для большинства типов универсальных станков с ручным управлением подачи регулируются ступенчато, в соответствии со стандартными геометрическими рядами (подобно соответствующим приводам главного движения). В токарно-винторезных станках, учитывая необходимость получения стандартных шагов резьбы, ряд подач — приблизительно арифметический. В станках с ЧПУ применяется бесступенчатое регулирование подачи.

3. Обеспечение необходимой тяговой силы в приводе для перемещения рабочего органа (рис. 5.69). Величина тяговой силы F_T определяется характером перемещения рабочего органа. При резании с постоянной подачей $F_T = F_p + F_{тр}$,

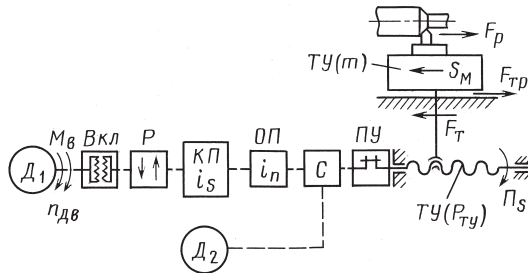


Рис. 5.69. Общая структура привода подачи

где F_p — осевая составляющая силы резания; $F_{тр}$ — сила трения в направляющих. При переходных процессах (разгон, торможение) необходимо учитывать силу инерции $F_{ин} = ma$, где m — масса рабочего органа; a — ускорение.

4. Высокая жесткость привода, что во многом определяет точность перемещения и установки рабочего органа, его динамическое качество.

5. Во многих случаях (например, станки с ЧПУ) требуется исключить зазоры в механических элементах привода, особенно в тяговых устройствах.

6. Для обеспечения точных расчетных перемещений в станках с ЧПУ и в зуборезных станках при сложных движениях формообразования требуется высокая кинематическая точность привода, что обеспечивается точностью изготовления и установки соответствующих механических элементов (зубчатых передач, валов и т.д.). В высокоточных станках для компенсации кинематических погрешностей применяются корректирующие устройства.

7. Минимальные и постоянные силы и моменты трения в приводе.

8. Высокая надежность привода.

9. Простота изготовления, сборки и обслуживания привода.

Существующие конструкции приводов подачи очень разнообразны и зависят от характера решаемых задач. Силовая часть привода состоит из одного элемента (тягового устройства или специального двигателя) или целой цепи последовательно и параллельно включаемых элементов и механизмов. Привод может иметь ручное и автоматическое управление. Конструкция привода подачи существенным образом зависит от:

- вида реализуемого перемещения (линейные и круговые приводы);
- способа преобразования энергии в силовой части привода (электромеханические, гидромеханические, гидравлические и электромагнитные);
- характера управления приводом (приводы с ручным и программным управлением);
- способа регулирования скорости (ступенчатое или бесступенчатое регулирование);
- величины перемещения (приводы макро- и микроперемещений).

Несмотря на существенное разнообразие существующих конструкций, большинство станков оснащается электромеханическими приводами, реализующими необходимый по технологическим условиям комплекс линейных и круговых перемещений.

5.4.2. Структура электромеханического привода подачи со ступенчатым регулированием

Приводы подачи со ступенчатым регулированием применяют в универсальных неавтоматизированных станках, а также в редко переналаживаемых автоматах и полуавтоматах. Привод подачи может быть независимым от отдельного электродвигателя, либо зависимым, связанным с приводом главного движения. В первом случае привод подач преобразует вращение ротора двигателя (D_1) с постоянной частотой $n_{\text{дв}}$ в поступательное (рис. 5.69) или круговое движение перемещаемого узла — рабочего органа (РО) с необходимой подачей S_m с помощью передаточного механизма, состоящего в общем случае из следующих элементов.

1. Механическое тяговое устройство (ТУ) преобразует вращательное движение в поступательное и характеризуется шагом $p_{\text{ту}}$ — линейным перемещением за один оборот ведущего вала тягового устройства. Оно необходимо только для приводов линейного перемещения. Его свойства сильно влияют на структуру привода.

2. Коробка подач (КП) с регулируемым ступенчато или настраиваемым передаточным отношением i_s в соответствии со значением необходимой рабочей подачи в пределах диапазона R_s .

3. Одиночные передачи привода подач (ОП) с постоянным передаточным отношением $i_{\text{п}}$ обеспечивают дополнительную редукцию в приводе, а также влияют на его компоновку. В приводе кругового перемещения одиночная передача является замыкающим звеном, обеспечивающим необходимую редукцию в приводе.

Общая редукция привода линейных перемещений, мм/об, определяется выражением

$$i_{s\text{общ}} = S_m / n_{\text{дв}} = i_s i_{\text{п}} p_{\text{ту}},$$

а круговых перемещений выражением

$$i_{s\text{общ}} = S_m / n_{\text{дв}} = i_s i_{\text{п}},$$

где $n_{\text{дв}}$ — частота вращения двигателя, мин⁻¹. Так как ее величина может быть значительной при малых значениях подачи, в приводе могут использоваться передачи с большой редукцией (например, червячные).

Крутящий момент в приводе подачи на валу j для привода линейных перемещений определяется зависимостью

$$M_j = \frac{F_T i_{j/s}}{2000 \pi \eta_{j/s}},$$

а для привода круговых перемещений

$$M_j = \frac{M_T i_{j/s}}{\eta_{j/s}},$$

где $i_{j/s}$ — передаточное отношение цепи от вала j до рабочего органа; $\eta_{j/s}$ — КПД цепи передач от вала j до рабочего органа; F_T и M_T — тяговая сила и момент, определяемые характером перемещения рабочего органа.

Одиночные понижающие передачи целесообразно располагать между коробкой подач и тяговым устройством в целях уменьшения крутящих моментов на валах коробки подач. Большая редукция в приводе подачи определяет существенно меньшие, чем в приводе главного движения, номинальный момент и габариты электродвигателя, крутящий момент которого для привода линейных перемещений определяется выражением

$$M_{\text{дв}} = \frac{F_{\text{т}} i_{\text{Soбщ}}}{2000 \pi \eta_{\text{общ}}},$$

а для привода круговых перемещений

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{т}} i_{\text{Soбщ}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

где $\eta_{\text{общ}}$ — КПД всего привода.

4. Устройство включения привода (Вкл), которое обычно располагается в начале привода и выполняется в виде кулачковых или фрикционных муфт, передвижных колес.

5. Реверсивное устройство (Р) выполняется в виде соответствующих зубчатых механизмов, часто сопрягаемых с механизмом включения, либо в приводе применяется реверсивный двигатель.

6. Предохранительное устройство от перегрузки в приводе (ПУ) располагается обычно между тяговым устройством и последним валом привода.

7. Цепь ускоренного (холостого) хода рабочего органа осуществляется от отдельного двигателя (D_2) либо от первых, быстро вращающихся валов привода. Сопряжение с цепью рабочих подач осуществляется с помощью специального механизма (С) (дифференциал, муфта обгона, кулачковые муфты), расположенного непосредственно перед тяговым устройством.

В станках токарных, токарно-винторезных, сверлильных и ряде других применяют привод подачи, имеющий кинематическую связь с главным приводом (рис. 5.70).

По своей структуре он подобен рассмотренному независимому приводу, только в качестве первого вала привода принимают шпиндель станка. Подача S_0 задается в миллиметрах на один оборот шпинделя, а передаточное отношение коробки подач i_s определяется зависимостью

$$i_s = \frac{S_0}{i_{\text{п}} P_{\text{ту}}}.$$

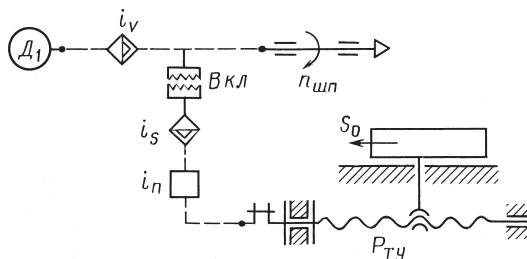


Рис. 5.70. Структура независимого привода подачи

5.4.3. Структура электромеханического привода подачи с бесступенчатым регулированием

Приводами подач с бесступенчатым регулированием оснащаются станки с ЧПУ и гибкие производственные модули. По виду управления их можно подразделить на шаговые и следящие приводы.

Основное достоинство разомкнутых приводов с шаговым двигателем (ШД) — их простота, определяемая отсутствием обратной связи. Основным недостатком разомкнутого привода с ШД заключается в невозможности проконтролировать правильность отработки сигналов программы в процессе работы. Отсутствие контроля положения рабочего органа не позволяет получать высокую точность перемещений, которая определяется кинематической точностью и жесткостью соответствующей цепи. В связи с перечисленными недостатками приводы подач с ШД в последнее время применяются редко.

Подавляющее большинство приводов подачи современных станков с ЧПУ можно отнести к следящим электроприводам. Термин «следящий» не совсем точен, так как закон изменения управляющего воздействия в этом случае заранее известен. Поэтому более правильно было бы говорить о программно-управляемом приводе.

Привод без искажений должен отрабатывать управляющий сигнал. Кроме того, на привод действует возмущение в виде изменения нагрузки. Поэтому желательно, чтобы следящий привод был малочувствителен к этому возмущению.

Функциональная схема следящего электропривода подачи представлена на рис. 5.71. Он построен по принципу подчиненного регулирования и содержит три контура: положения, скорости и тока. Основной, внешний контур — контур положения. Он включает в себя: регулятор положения (РП), датчик перемещения (ДП), регулируемый привод (контур скорости (КС)), механическую часть (МЧ) и перемещаемый узел (ПУ). В зависимости от требований, предъявляемых к точности привода, и в соответствии с его конструктивными особенностями обратная связь по перемещению может охватывать не только двигатель, но и

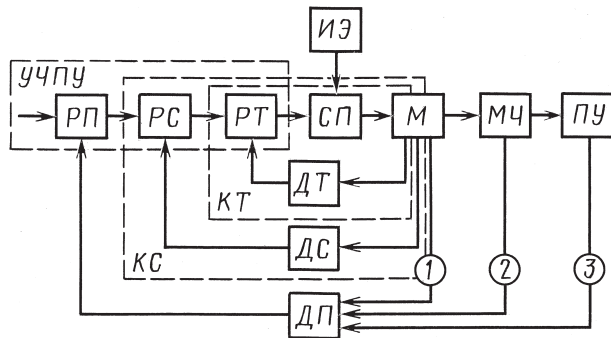


Рис. 5.71. Структурная схема следящего привода подачи:

УЧПУ — устройство ЧПУ; РП, РС, РТ — соответственно регуляторы положения, скорости и тока; ДТ, ДС, ДП — соответственно датчики тока, скорости и перемещения; ИЭ — источник энергии; СП — силовой преобразователь; М — двигатель; МЧ — механическая часть; ПУ — перемещаемый узел; КТ и КС — соответственно контуры тока и скорости; 1, 2, 3 — возможные варианты установки датчика положения

механическую часть или перемещаемый узел. Рассмотрим функциональное назначение элементов контура положения.

Датчик перемещения формирует сигнал, содержащий информацию о величине перемещения. Принципы действия датчиков перемещения, применяемых в механизмах подачи станков с ЧПУ, довольно многообразны. В зависимости от места установки датчики перемещения могут быть линейными 1, или круговыми 2, 3. С выхода датчика сигнал поступает на вход регулятора положения.

Устройство ЧПУ осуществляет управление всеми приводами станка и организует их взаимодействие. В соответствии с заданной программой УЧПУ формирует управляющий сигнал, определяющий закон перемещения объекта во времени. Получив сигналы от датчиков перемещения различных приводов, устройство сравнивает их и вносит коррективы в управляющие сигналы.

Регулятор положения является блоком устройства ЧПУ, предназначенным для непосредственного управления контуром положения. Он сравнивает сигнал от датчика перемещения с управляющим сигналом. Разность этих двух сигналов после соответствующего преобразования подается на вход второго контура, именуемого контуром скорости, или регулируемым приводом.

В современных регуляторах положения задающий сигнал формируется в виде заданной скорости перемещения объекта. Информацию о перемещении объекта регулятор положения преобразует путем вычисления приращения перемещения за некоторый период времени. На вход регулируемого привода поступает сигнал управления, пропорциональный разности между заданным и пройденным перемещениями.

Для построения замкнутой системы следящего привода, вообще говоря, достаточно лишь одного внешнего контура, содержащего информацию о перемещении. Однако из теории управления известно, что наличие информации не только о выходной величине (пути), но и ее производных (скорости и ускорении) дает возможность достаточно точно сформировать требуемую форму переходных процессов, иначе говоря, создать систему с заданными динамическими характеристиками.

Регулируемый привод передает движение механической части, обеспечивая соответствие перемещения рабочего органа изменению сигнала задания по перемещению, вырабатываемого в УЧПУ.

Конструкция механической части привода зависит от вида реализуемого перемещения (поступательное или вращение). Она включает в себя перемещаемый узел (рабочий орган) с направляющими и, как правило, устройство, преобразующее вращение в поступательное перемещение (передача винт—гайка качения, зубчато-реечная передача и т. д.). При недостаточном крутящем моменте двигателя в механической части привода появляется дополнительный редуктор.

Регулируемый привод (КС) представляет собой систему автоматического регулирования и стабилизации скорости, на которую действует в основном возмущение в виде изменения нагрузки. Он включает в себя: регулятор скорости (РС), датчик скорости (ДС) и контур тока (КТ) с двигателем (М).

Датчик скорости формирует сигнал, содержащий информацию о скорости вращения вала двигателя. Принципы действия датчиков скорости, применяемых в приводах станков с ЧПУ, различны. С выхода датчика сигнал поступает на вход регулятора скорости.

Регулятор скорости является блоком устройства ЧПУ, предназначенным для непосредственного управления контуром скорости. Он сравнивает сигнал от датчика скорости с управляющим сигналом от регулятора положения. Разность этих двух сигналов после соответствующего преобразования подается на вход внутреннего контура, именуемого контуром тока.

Контур тока обеспечивает обратную связь по току двигателя (т.е. по нагрузке), которая улучшает динамические свойства привода, в том числе динамическую жесткость, и позволяет организовать эффективное ограничение по силе тока. Он включает в себя: регулятор тока (РТ), датчик тока (ДТ) и силовую часть, состоящую из силового преобразователя (СП) и двигателя (М).

Датчик тока формирует сигнал, содержащий информацию о силе тока в обмотках двигателя. С его выхода сигнал поступает на вход регулятора тока.

Регулятор тока является блоком устройства ЧПУ, предназначенным для непосредственного управления контуром тока. Он сравнивает сигнал от датчика тока с управляющим сигналом от регулятора скорости. Разность этих двух сигналов после соответствующего преобразования подается на вход управления силовой части привода.

Силовой преобразователь изменяет напряжение и частоту тока двигателя в соответствии с заданием, обеспечивая изменение скорости вращения и момента на валу двигателя.

5.4.4. Тяговые устройства привода линейных перемещений

Устройства, обеспечивающие поступательное перемещение рабочего органа, по принципу действия можно подразделить на три основные группы: гидравлические, электромагнитные и механические преобразователи.

Для осуществления возвратно-поступательных перемещений рабочих органов (обычно при длине хода менее 1 м) в агрегатных, копировальных, фрезерных и шлифовальных станках довольно широко используют *гидромеханические преобразователи*, которые выполняются в виде гидравлических цилиндров. Основные типы цилиндров представлены на рис. 5.72.

При симметричной конструкции цилиндра (рис. 5.72, а) скорости перемещения поршня v и плунжера v_n в прямом и обратном направлениях одинаковы, если выполняется условие равенства расходов, и равны $v = v_n = Q/S_{эф}$ (Q — объемный расход масла; $S_{эф}$ — эффективная площадь поршня (плунжера)). Сила на

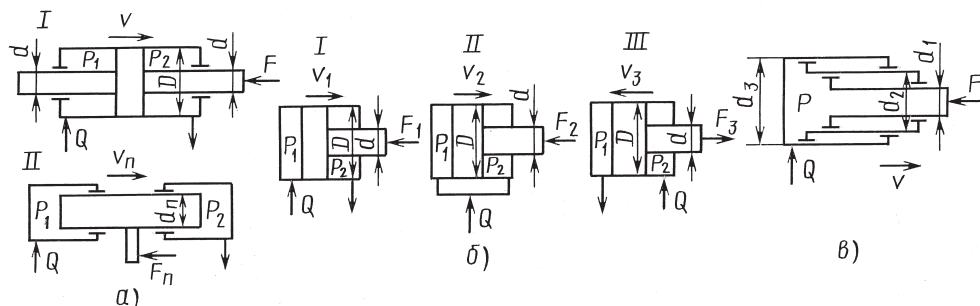


Рис. 5.72. Основные типы силовых цилиндров:

а — с двумя штоками; б — с одним штоком-цилиндром; в — с телескопическим цилиндром

поршне (плунжере) $F = S_{\text{эф}}(p_1 - p_2) - F_{\text{тр}}$, где p_1 и p_2 — давления в полостях цилиндра; $F_{\text{тр}}$ — сила трения в цилиндре.

В цилиндре с одним штоком (рис. 5.72, б) или двумя штоками разного диаметра скорость движения при одном и том же расходе зависит от схемы включения (I, II или III) $v_{1,2,3} = Q/S_{\text{эф}1,2,3}$, где $S_{\text{эф}1} = \pi D^2/4$, $S_{\text{эф}2} = \pi d^2/4$ и $S_{\text{эф}3} = \pi(D^2 - d^2)/4$.

В телескопическом цилиндре (рис. 5.72, в) выдвижение штоков при нагрузке происходит последовательно, начиная с большего размера штока. Скорость выдвижения секций при неизменном расходе увеличивается от секции к секции: $v_1 = 4Q/(\pi d_3^2) < v_2 = 4Q/(\pi d_2^2) < v_3 = 4Q/(\pi d_1^2)$.

Сила на штоке $F = \pi d_1^2 p / 4 - F_{\text{тр}}$.

Скорость перемещения поршня регулируется путем изменения расхода масла подаваемого в его рабочие полости.

Электромагнитные тяговые устройства в последнее время находят все более широкое применение в станках, перемещение рабочих органов которых не связано с преодолением больших технологических сил. Это в первую очередь прецизионные станки с ЧПУ, станки для лазерной и электрофизической обработки, транспортные устройства.

Электромагнитные тяговые устройства, используемые в приводах подачи современных станков, называются линейными двигателями. Видов линейных двигателей много, так же как и традиционных электродвигателей. Существуют линейные двигатели постоянного тока, асинхронные, синхронные и вентильные.

В станкостроении наибольшее распространение получили *линейные шаговые (ЛШД) и линейные вентильные (ЛВД) двигатели*.

По сравнению с традиционными электромеханическими приводами подачи преимущества линейного привода связаны с отсутствием механических передач и соответственно их влияния на точность и динамику привода, что особенно важно для прецизионных станков.

Линейный двигатель можно рассматривать как развернутый в плоскости традиционный двигатель соответствующего типа. Двигатель представляет собой совокупность двух частей, одна из которых закрепляется на перемещаемом узле, а другая — на неподвижной базовой детали. Перемещение осуществляется за счет бесконтактного (электромагнитного) взаимодействия этих частей. По принципу действия линейный двигатель напоминает синхронный вентильный двигатель. Обмотки статора и постоянные магниты ротора (для ЛВД) или плита из ферромагнитного материала с зубцами (для ЛШД) развернуты на отрезке прямой и создают не вращающееся, а перемещающееся линейно электромагнитное поле. Конструкция первой части сходна с конструкцией статора традиционного двигателя, а второй — с конструкцией ротора.

На перемещаемом узле может закрепляться первая (рис. 5.73) или вторая часть двигателя. В обоих случаях требуемая длина перемещения обеспечивается последовательным соединением секций второй части. Учитывая ограничения на размеры подвижного узла, второй способ может быть использован для реализации относительно небольших перемещений, хотя в этом случае снижается масса перемещаемого узла. В случае подвижной первой части может быть реализовано перемещение любой необходимой величины.

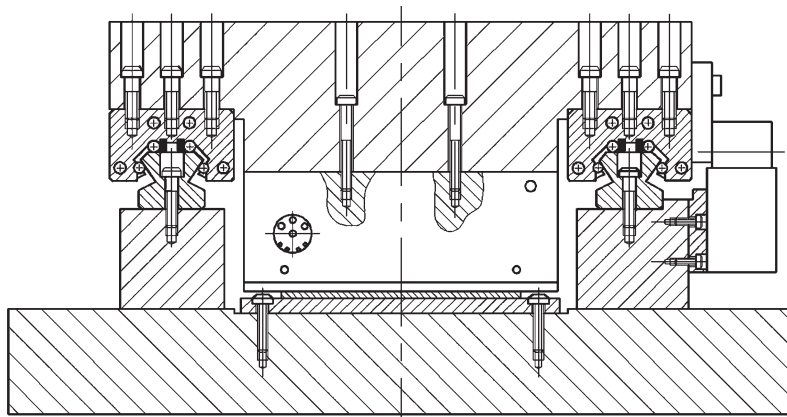


Рис. 5.73. Пример конструктивного оформления линейного двигателя с подвижной первой частью

Линейные шаговые двигатели имеют достаточно низкую точность позиционирования (шаг более 0,1 мм) и не могут обеспечить тяговую силу более 100Н. К их достоинствам следует отнести сравнительно низкую стоимость и способность обеспечивать перемещение одновременно по двум линейным координатам.

В настоящее время в приводах подачи все чаще используется ЛВД. Этот тип линейных двигателей позволяет развивать скорости более 10 м/с, ускорения в десятки м/с² и обеспечивать позиционирование с точностью до 0,1 мкм, обеспечивает тяговую силу до 8 кН при продолжительных режимах работы и до 20 кН при кратковременных, пиковых нагрузках. К их недостаткам можно отнести большое тепловыделение в первой части (до нескольких десятков киловатт при пиковых нагрузках), большие силы притяжения между частями двигателя (примерно в 2 раза превышающие пиковое значение тяговой силы) и высокую стоимость. Так как первая часть, как правило, связана с перемещаемым узлом, приходится использовать несколько устройств охлаждения, что усложняет конструкцию и существенно влияет на стоимость привода.

Если силы, развиваемой одной первой частью ЛВД, недостаточно, можно одновременно использовать две первые части с одинаковыми тяговыми силами, типом обмоток, соответствующими вторыми частями и величиной зазора (рис. 5.74, а). Они могут монтироваться с общей второй частью (рис. 5.74, б).

При использовании двух вторых частей их выгодно располагать так, как показано на рис. 5.75. В этом случае, при достаточно точном монтаже, силы взаимного притяжения между первыми и вторыми частями двигателя компенсируются и не действуют на направляющие. Однако при таком варианте конструкции линейного двигателя обмотка одной из первых частей должна быть инверсной.

Механические тяговые устройства служат для преобразования вращения элементов кинематической цепи привода в поступательные перемещения рабочего органа по направляющим и являются ее замыкающим звеном. Для осуществления прямолинейного перемещения используют различные механизмы.

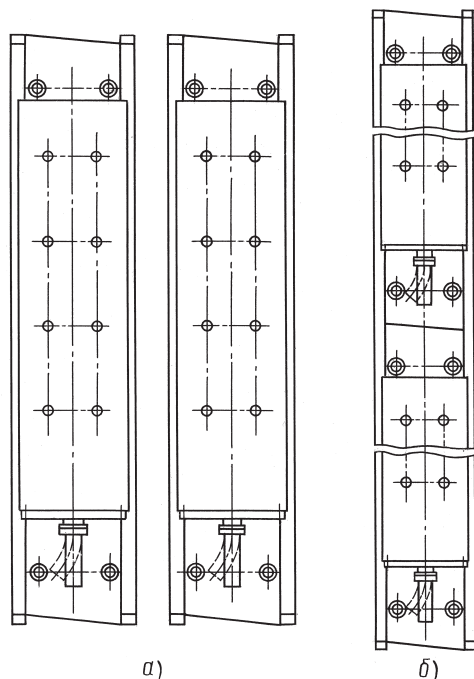


Рис. 5.74. Варианты расположения первых частей линейного привода при совместном использовании:

а — с двумя вторыми частями; б — с общей второй частью

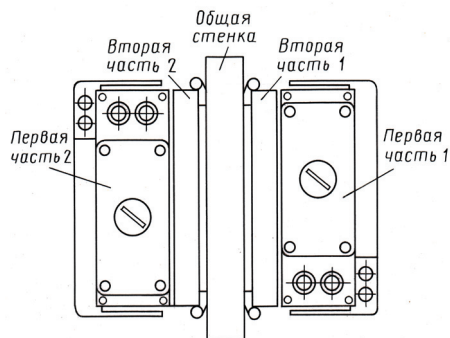


Рис. 5.75. Конструкция с креплением секций второй части линейного привода к общей стенке с противоположных сторон

Кулачковые механизмы широко применяют в станках-автоматах. Основное достоинство кулачка заключается в том, что он является одновременно и жестким программносителем, так как цикл движения рабочего органа в заданных пределах можно получить за счет профиля кулачка. Координация движений различных рабочих органов в пределах общего цикла обработки детали также осуществляется без команд системы управления, а определяется взаимным угловым расположением кулачков на общем распределительном валу, совершающем один оборот за цикл обработки детали. Однако переход на обработку детали другой конфигурации требует сложной переналадки, изготовления и замены кулачков, поэтому применяют кулачковые автоматы в крупносерийном производстве.

Структура кулачковых автоматов во многом зависит от системы замыкания пары кулачок—толкатель. При силовом замыкании (рис. 5.76) ролик 1, связанный с рабочим органом 2, прижимается к профилю дискового кулачка 3 пружиной 4 (редко грузом). Следовательно, при отводе рабочего органа центральный угол поворота кулачка α_0 может быть небольшим при угле подъема профиля, близком к 90° . Поэтому отвод может осуществляться достаточно быстро и при постоянной скорости вращения распределительного вала, на котором установлен кулачок. Силовое замыкание применяется при ходе

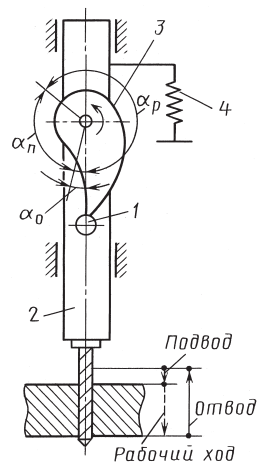


Рис. 5.76. Схема кулачкового механизма с силовым замыканием:

α_0 , α_n , α_p — углы поворота кулачка соответственно при отводе и рабочем ходе

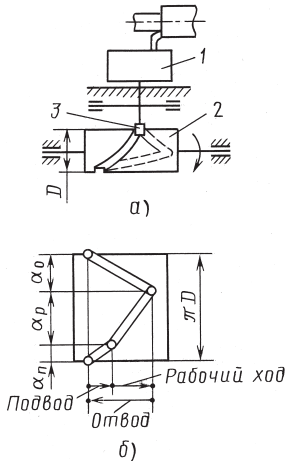


Рис. 5.77. Схема кулачкового механизма с кинематическим замыканием (а) и профиль кулачка (б)

до 200 мм в небольших станках, так как при большом ходе и больших силах инерции работа пружин связана с сильными ударами в конце отвода.

При кинематическом замыкании (рис. 5.77) суппорт 1 отводится кулачком 2, при этом угол подъема профиля во избежание заклинивания ролика 3 не больше 55° , что требует значительного угла поворота распределительного вала. Поэтому для снижения времени на холостой ход кулачок и, следовательно, общий распределительный вал должны, кроме рабочей скорости, иметь и ускоренное вращение, что усложняет привод и систему управления станком. Кинематическое замыкание применяют в станках среднего размера при большой длине хода (обычно до 300 мм) или значительной массе суппортов, когда неприменимо силовое замыкание.

Передача винт—гайка скольжения традиционно используется в приводах подач обычных станков при длине хода до 15 м. К ее достоинствам можно отнести большую редукцию, определяющуюся малым шагом, которая при однозаходной резьбе позволяет получать медленные движения при сравнительно короткой кинематической цепи и малый крутящий момент на ходовом винте при большой осевой силе. Она обеспечивает сравнительно высокую точность и плавность движения при соответствующей точности изготовления, самоторможение передачи, способствующее надежной фиксации подвижного узла при установочных и вертикальных перемещениях, имеет относительно малые радиальные размеры. Недостатками являются высокое трение и повышенный износ передачи, наличие зазоров, а также низкий КПД (0,2...0,5). Следует учитывать также, что при большой длине винта его собственная жесткость может оказаться лимитирующей для обеспечения нормальной работы привода.

Передачи винт—гайка качения (шариковые винтовые пары — ШВП) в виде поставляемых унифицированных узлов являются основным тяговым устройством в станках с ЧПУ при длине хода до 4...6 м. Они широко применяются и в обычных станках при высоких требованиях к точности перемещения, необходимости исключения зазоров при знакопеременных нагрузках.

Основное достоинство этой передачи — отсутствие зазоров и возможность создания предварительного натяга, обеспечивающего высокую жесткость. Небольшое и постоянное трение в передаче определяет ее высокую чувствительность и возможность получения малых равномерных подач. Низкое тепловыделение снижает температурные деформации винта, что способствует повышению точности обработки. Долговечность существенно выше, чем у передачи скольжения. Однако следует учитывать сложность изготовления и относительно высокую стоимость передачи, отсутствие в ней самоторможения и необходимость ее надежной защиты от загрязнения.

Зубчато-реечные передачи применяют в приводах подачи тяжелых станков при большой длине перемещения, когда невозможно обеспечить необходимую

осевую жесткость винта и возникают сложности с его изготовлением и установкой. Достоинство этих передач заключается в малых потерях на трение и технологичности. Однако малая редукция передачи (большой шаг $p = \pi m z$, где m — модуль, а z — число зубьев передачи) приводит к большому моменту на зубчатом колесе и сложности получения малых подач. Кроме того, надо учитывать отсутствие самоторможения в передаче и наличие в ней зазоров. Поэтому в приводах станков с ЧПУ для выборки зазоров и создания натяга в передаче обычно применяют две кинематические цепи со специальным нагрузочным устройством (рис. 5.78) или две кинематические цепи с приводом от разных двигателей.

В первом случае привод рабочего органа от рейки 7 содержит два реечных колеса 5 и 6. Эти колеса разворачиваются в разные стороны так, что зубья одного из них контактируют с одной стороной профиля зубьев рейки, а другого — с другой. Разворот осуществляется за счет осевого перемещения от нагрузочного устройства 1 распределительного вала 2 с косозубыми колесами 3 и 4, имеющими зубья разного направления. В качестве нагрузочного устройства применяется пружина или гидравлический цилиндр. Чтобы исключить возникновение зазоров в передачах 5—7 и 6—7 при действии рабочего момента M на распределительный вал 2, силу пружины $F_{\text{пр}}$ 1 выбирают из соотношения

$$F_{\text{пр}} \geq \frac{M}{r} \operatorname{tg} \beta,$$

где r — радиус колес 3 и 4; β — угол наклона зубьев этих колес.

При применении двух двигателей один из них работает в двигательном, а другой — тормозном режиме. В зависимости от направления перемещения каждый из двигателей может быть или основным, или тормозным. Соответственно приводным будет являться одно из двух реечных колес.

Червячно-реечная передача позволяет обеспечить большую плавность перемещения, требует меньшей редукции в приводе и меньшего крутящего момента на ведущем элементе, так как по своим свойствам она подобна передаче винт—гайка. В ней (рис. 5.79) роль вращающегося винта выполняет короткий червяк 1, а роль гайки с неполным охватом — длинная рейка 2, неподвижно закрепленная на перемещающемся узле 3. Передача отличается высокой постоянной осевой жесткостью, что позволяет применять ее при большой длине хода. Ее недостатками являются высокое трение и низкий КПД. Длинная рейка изготавливается из отдельных секций, что усложняет монтаж и регулирование передачи.

В тяжелых станках с ЧПУ иногда применяются гидростатические передачи червяк—рейка и винт—гайка, фактически являющиеся беззазорными, так как между сопряженными поверхностями профилей элементов находится масляный слой, обладающий высокой жесткостью. Благодаря этому удается исключить износ сопряженных поверхностей.

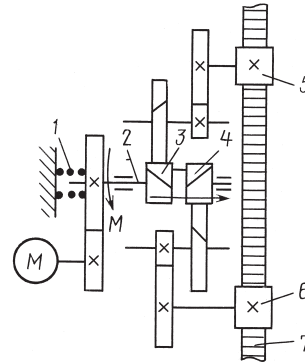


Рис. 5.78. Кинематическая схема привода с зубчато-реечной передачей

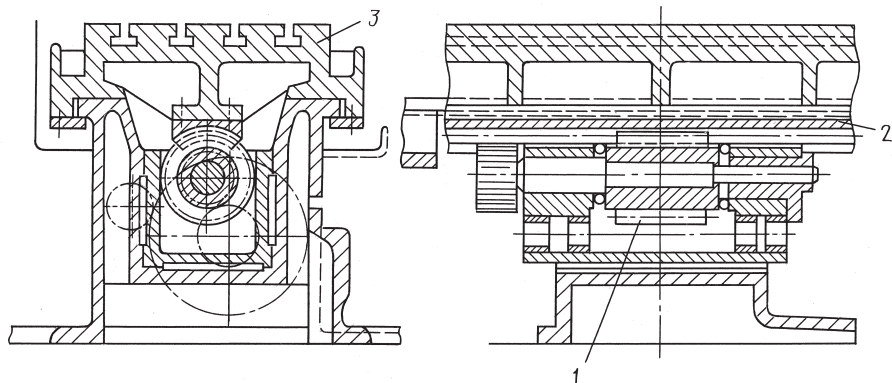


Рис. 5.79. Червячно-реечный привод стола продольно-фрезерного станка

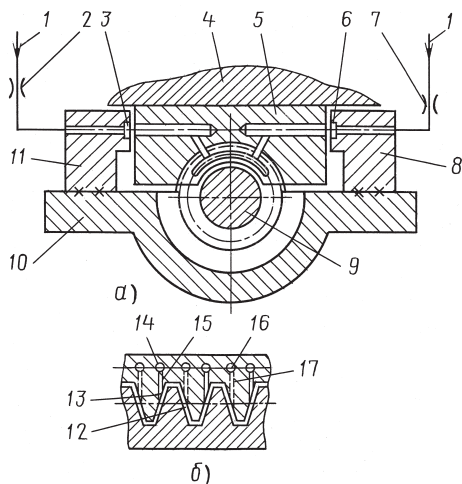


Рис. 5.80. Гидростатическая червячно-реечная передача:
а — поперечное и б — продольное сечения

Конструкция гидростатической червячно-реечной передачи зависит от способа подвода смазки к сопряженным поверхностям резьбы (через отверстия в червяке или рейке). В том и другом случае требуется наличие специальных распределителей смазки, подающих масло только в зону зацепления сопряженных элементов передачи.

На рис. 5.80 представлена конструкция передачи с подводом смазочного материала через отверстия в теле рейки. Масло от насоса по трубопроводам через дроссели 2 и 7 поступает к канавкам 3 и 6 распределителей смазки 11 и 8, которые жестко связаны с корпусом 10 червяка 9. Несущие карманы 12 и 13, выполненные на зубьях рейки 5, соединяются системой отверстий с ее

торцами, причем отверстия 14 и 15, выходящие на один торец, связаны со всеми карманами на одной стороне профиля зубьев, а отверстия 16 и 17 — на другой. Длина канавок распределителей и их положение выбраны таким образом, чтобы при перемещении стола 4 обеспечивался подвод смазочного материала только к тем зубьям рейки, которые находятся в зацеплении с витками червяка.

5.4.5. Двигатели приводов подачи

Одним из основных элементов электромеханического привода подачи является исполнительный электродвигатель. Для станков необходимы двигатели, способные обеспечить необходимые статические и динамические характеристики во всем диапазоне регулирования скорости, который достигает 20 000...30 000. Эти двигатели должны выдерживать кратковременные перегрузки, обеспечивать высокое быстродействие привода, иметь малые габариты и массу, а также

удобно встраиваться в механизмы станков. Важным условием является оснащение двигателей вспомогательными и управляющими устройствами, такими, как тормоз, тепловая защита, датчики скорости и угла поворота. Модернизация существующих моделей и создание принципиально новых конструкций электродвигателей привели к появлению специальных двигателей постоянного и переменного тока, применяемых в станкостроении.

В приводах подачи со ступенчатым регулированием традиционно применяют *нерегулируемые асинхронные двигатели* переменного тока с короткозамкнутым ротором. В его корпусе размещается сердечник статора с пазами для обмоток. На вал двигателя устанавливаются короткозамкнутый ротор типа «беличья клетка» и система принудительной вентиляции. Вращающееся магнитное поле создается тремя обмотками статора, смещенными одна относительно другой на 120° . Частота вращения вала двигателя определяется зависимостью $n_0 = 60f(1-s)/p$, где f — частота переменного тока сети, Гц; p — число пар полюсов (1...3); s — скольжение.

Главными достоинствами этого двигателя являются его простота, высокая надежность (объясняемая отсутствием трущихся частей), относительно высокие механические характеристики, низкая стоимость и способность потреблять электроэнергию непосредственно из промышленной сети без дополнительных преобразователей.

Как упоминалось ранее, приводы подачи с бесступенчатым регулированием можно подразделить на *шаговые* и *следящие*. Это деление обусловлено типом используемых в них двигателей.

Основой шагового привода является *шаговый двигатель* (ШД). По принципу работы он является синхронным двигателем. Отличие от классического синхронного двигателя заключается в том, что магнитное поле перемещается в воздушном зазоре дискретно (шагами). Вследствие этого движение ротора представляет собой последовательность элементарных шагов.

Дискретность ШД приводит к возникновению вибраций во время перемещения и к ограничению точности позиционирования. Обеспечение заданного характера переходных процессов в приводе с ШД является основной и наиболее сложной задачей, так как вследствие электромагнитной инерции обмоток двигателя, механической инерции его ротора и наличия момента нагрузки на валу при резких изменениях частоты следования импульсов управления ротор может не успеть отработать полностью все импульсы. Максимальная частота управляющих импульсов, при которой возможен пуск ШД из неподвижного состояния без выпадения из синхронизма (пропуска шагов), называется *частотой приемистости*. Чем выше электромагнитная и механическая инерция ШД и больше момент его нагрузки, тем меньше частота приемистости.

Шаговые двигатели существенно различаются по конструктивному исполнению. В зависимости от числа фаз и устройства магнитной системы они бывают однофазными, двухфазными и многофазными с активным или пассивным ротором. Однако, принимая во внимание необходимость получения небольших единичных перемещений, в приводах подачи используются двигатели с *пассивным ротором*, которые подразделяются на реактивные и индукторные. Работа ШД этого типа основана на взаимодействии магнитного поля и ферромагнитного тела.

Статор и ротор реактивного двигателя имеют явно выраженные полюсы, называемые обычно зубцами. На зубцах статора размещаются обмотки возбуждения, питаемые от электронного коммутатора. Ротор выполняется из ферромагнитного материала и не имеет обмоток возбуждения, вследствие чего и называется пассивным.

Отличительная особенность реактивного ШД заключается в неравенстве числа зубцов статора z_c и ротора z_p , причем $z_p > z_c$. Вследствие такой конструкции при каждом переключении обмоток ротор совершает поворот (шаг) $\alpha = 360 \times (1/z_c - 1/z_p)$. Уменьшая разность числа зубцов z_c и z_p , можно снизить шаг ротора. На практике эту разность выбирают четной, что улучшает использование ШД. Для уменьшения шага полюсы статора выполняют с несколькими зубцами.

Реактивные ШД при своей простоте и технологичности имеют существенный недостаток — незначительные мощность и синхронизирующий момент, что ограничивает их применение. Этот недостаток устранен в индукторных ШД. В них, для увеличения синхронизирующего момента, ротор дополнительно намагничивается со стороны статора с помощью постоянных магнитов или дополнительной обмотки возбуждения.

Двигатели с пассивным ротором имеют зубчатую структуру ротора, позволяют получить повышенную приемистость (до нескольких килогерц) и малые значения шага (до $0,036^\circ$) благодаря специальным методам управления. Однако сравнительно малый крутящий момент двигателя (до $20 \text{ Н} \cdot \text{м}$) часто требует применения дополнительного редуктора. При обесточенных обмотках ШД с пассивным ротором не имеют фиксирующего момента. Для обеспечения надежной фиксации положения рабочего органа требуется стояночный тормоз.

В *следящих приводах* подачи широко используются два типа двигателей: высокомоментные двигатели постоянного тока и синхронные (вентильные) электродвигатели. Асинхронные двигатели с частотным регулированием скорости пока не находят широкого применения в приводах подачи.

До последнего времени в *следящих приводах* в основном использовались *высокомоментные двигатели* постоянного тока с номинальными моментами ($0,7 \dots 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$). Такой двигатель представляет собой коллекторную машину постоянного тока с якорем традиционного исполнения и многополюсной магнитной системой с постоянными магнитами. Регулирование частоты вращения в этих двигателях осуществляется изменением напряжения якоря при постоянном потоке возбуждения, так как он создается постоянными магнитами.

Наибольшее распространение получили два типа магнитов: редкоземельные и ферритовые. Лучшими характеристиками обладают магниты из редкоземельных материалов; их магнитная индукция и коэрцитивная сила значительно выше аналогичных показателей ферритовых магнитов. Высота полюсов возбуждения (размер в радиальном направлении) этих двигателей существенно меньше, чем при электромагнитном возбуждении, поэтому двигатели с постоянными магнитами выполняются многополюсными, что улучшает равномерность магнитного поля в воздушном зазоре и равномерность вращения двигателя (особенно при малых скоростях). Кроме того, для улучшения равномерности вращения двигателя увеличено число коллекторных пластин, использован специальный мате-

риал щеток, а в некоторых случаях и специальное покрытие коллектора. Срок службы щеточно-коллекторного узла составляет 3000...5000 ч.

Высокомоментные двигатели имеют лучшие характеристики, чем двигатели с электромагнитным возбуждением. Эти двигатели имеют меньшую массу и габариты, способны развивать большой номинальный момент. Отсутствие потерь на возбуждение в статоре снижает нагрев двигателя. Они имеют высокую тепловую постоянную времени, что обеспечивает возможность значительных перегрузок по току в кратковременном и повторно-кратковременном режимах. Малая чувствительность к перегрузкам позволяет значительно увеличить кратковременно действующий момент (до 10 раз по сравнению с номинальным) при небольших скоростях, следовательно, обеспечивается высокое быстродействие привода, определяемое отношением вращающего момента к моменту инерции.

Высокомоментные двигатели имеют малую чувствительность к динамическим возмущениям по нагрузке, собственную устойчивость в переходных режимах и достаточную механическую прочность (благодаря значительным размерам якоря и большому диаметру вала). Это позволяет устанавливать их непосредственно на винт.

В последнее время высокомоментные двигатели вытесняются бесколлекторными синхронными (вентильными) электродвигателями, превосходящими их практически по всем технико-экономическим показателям.

Вентильным называется двигатель, в котором коммутация секций (фаз) обмотки статора осуществляется с помощью полупроводникового коммутатора, управляемого сигналами датчика положения ротора. Коммутатор вместе с датчиком положения ротора выполняет те же функции, что и коллектор в двигателе постоянного тока.

На сердечнике ротора вентильного двигателя крепятся пластины из того же магнитного материала, что и на статоре высокомоментного. Если ротор вентильного двигателя выполнен из редкоземельных магнитов, обладающих более высокой удельной энергией, то он имеет меньший диаметр (по сравнению с ферритовыми); это значительно снижает момент инерции.

По сравнению с высокомоментными синхронные двигатели имеют много преимуществ. Обеспечивается высокая надежность двигателя и меньший уровень шума благодаря отсутствию щеточно-коллекторного узла. Момент инерции ротора в 2...5 раз меньше, чем высокомоментного двигателя, чем обеспечивается больший диапазон регулирования за счет повышенной максимальной частоты вращения. Двигатель имеет лучшие массогабаритные показатели (удельный номинальный момент до 1,2 Н·м/кг) и более высокий КПД. Обеспечиваются хороший отвод тепла и возможность выполнения обмоток двигателя, рассчитанных на высокое напряжение, благодаря их размещению на статоре.

По сравнению с асинхронным двигателем с частотным регулированием вентильный двигатель имеет следующие преимущества: лучший КПД ввиду отсутствия потерь на скольжение; малый момент инерции ротора; высокое быстродействие и лучшую управляемость.

К недостаткам вентильного двигателя следует отнести его относительно высокую стоимость и относительную сложность конструкции по сравнению с асинхронными двигателями.

Перечисленные преимущества синхронных двигателей по сравнению с другими типами двигателей предопределили широкую область их применения в механизмах подач станков.

Обычно регулируемые электродвигатели стремятся устанавливать непосредственно на ходовые винты механизмов подач без дополнительного редуктора. Без редукторов к валу двигателя прикладывается значительный момент, поэтому для создания таких моментов необходимы большие масса и габариты, чем у двигателей, использующих дополнительный редуктор.

Стремление отказаться от механических элементов в кинематических цепях круговых приводов (например, поворотных столов станков) привело к появлению особой модификации *вентильных двигателей* — *тороидальных*, встраиваемых двигателей. Он состоит из двух отдельных блоков, неподвижного статора и вращающегося ротора. Статор содержит группу катушек, залитых теплопроводящим компаундом. Ротор представляет собой стальное кольцо с наклеенными постоянными магнитами. Сила, как и в линейных двигателях, передается непосредственно через воздушный зазор, т.е. отсутствуют механические передачи. Двигатели этого типа развивают номинальные моменты до 5000 Н·м и пиковые моменты до 7000 Н·м. Их максимальные частоты вращения 150...600 мин⁻¹. Плавность перемещения при низких частотах вращения (< 10 мин⁻¹) обеспечивается за счет специальных методов управления.

Гидравлические двигатели довольно широко использовались в приводах с бесступенчатым регулированием первых станков с ЧПУ и тяжелых станков. Приводы с гидравлическими двигателями имеют более низкий КПД, однако позволяют весьма просто осуществлять бесступенчатое регулирование скорости перемещения исполнительных узлов и обладают хорошими динамическими характеристиками.

5.4.6. Типы коробок подач

Коробки подач используются в приводах подачи со ступенчатым регулированием для обеспечения требуемых скоростей рабочего органа в диапазоне R_S . По конструкции их можно подразделить на следующие типы.

1. Коробки подач (гитары) со сменными зубчатыми колесами. Гитары сменных колес с постоянным расстоянием между осями валов находят применение в станках для крупносерийного производства при редкой настройке. Они компактны, упрощают структуру и конструкцию привода. В подавляющем большинстве случаев для получения требуемых подач достаточна гитара с одной или двумя парами сменных колес.

Гитары с двумя парами сменных колес и регулируемым расстоянием между осями имеют передвижной промежуточный вал (рис. 5.81) и дают возможность вводить в зацепление зубчатые колеса с любым числом зубьев, что позволяет производить настройку передаточного отношения с высокой степенью точности.

2. Коробки подач с передвижными колесами широко применяют в обычных универсальных станках при относительно частом переключении передач. Эти коробки подач подобны соответствующему типу коробок скоростей.

3. Коробки подач с кулачковыми или фрикционными муфтами применяются сравнительно редко и аналогичны соответствующему типу коробок скоростей.

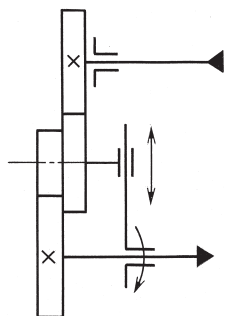


Рис. 5.81. Схема гитары с регулируемым расстоянием между осями

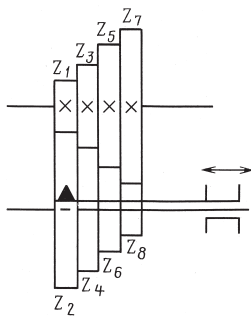


Рис. 5.82. Коробка подач с вытяжной шпонкой

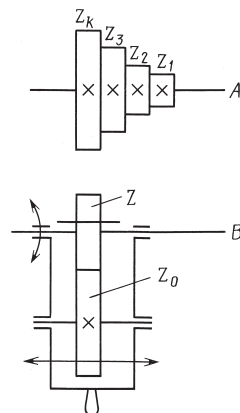


Рис. 5.83. Схема механизма Нортон

4. Коробки подач со встречными ступенчатыми конусами зубчатых колес $z_1, \dots, z_8$ и вытяжными шпонками (рис. 5.82). Основные достоинства такого типа коробок: компактность конструкции при возможности расположения в одной группе 8—10 передач, простое управление, возможность применения косозубых колес для получения ряда точных передаточных отношений. Коробки данного типа не предназначены для передачи больших крутящих моментов, так как вал с вытяжной шпонкой ослаблен продольным пазом, кроме того, возможен перекос вытяжной шпонки. Механизмы с вытяжной шпонкой находят применение в небольших сверлильных и токарно-револьверных станках.

5. Нортонские коробки (рис. 5.83) позволяют получать сравнительно точные передаточные отношения. Благодаря наличию промежуточного нажимного колеса z_0 в передвижной каретке выбор чисел зубьев $z_1, \dots, z_k$ колес не связан условием постоянства суммы зубьев колес на валах A и B. Для арифметического ряда значений подачи, который необходим при нарезании резьбы со стандартным шагом, число ступеней коробки, при приемлемых осевых габаритах, достигает 10...12. Все передачи переключаются одной рукояткой, перемещающей и фиксирующей каретку с нажимным колесом. Коробку Нортон целесообразно включать так, чтобы при нарезании метрической резьбы движение передавалось с вала A на вал B, а при нарезании дюймовой резьбы — в обратном направлении. Существенным недостатком механизма является недостаточная жесткость сопряжения включенных колес.

6. Механизм типа Меандр (рис. 5.84) применялся в случае необходимости обеспечения большого диапазона регулирования. Он состоит из ряда одинаковых двойных блоков зубчатых колес z_1 и z_2 и передвижной каретки с нажимной шестерней z_0 . На валу A колеса закреплены жестко, на валу B свободно вращаются. Как показано на рис. 5.84,

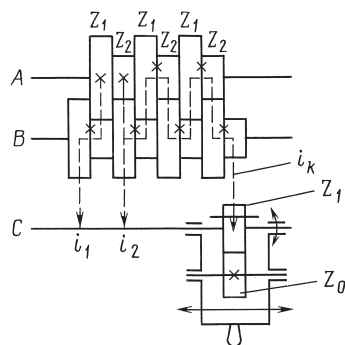


Рис. 5.84. Схема механизма Меандр

передаточное отношение механизма

$$i = \frac{z_1}{z_2} \frac{z_1}{z_2} \dots \frac{z_1}{z_2}$$

изменяется обычно в 2, 4, 8 и 16 раз.

5.4.7. Соединительные муфты и редукторы

Муфты и редукторы, соединяющие основные элементы привода, являются звеньями, существенно влияющими на точность и жесткость привода подач. Поэтому к соединительным элементам предъявляются повышенные требования по крутильной жесткости, отсутствию зазоров и способности передавать нагрузку при ограниченных габаритах, а также долговечности при больших знакопеременных моментах. Важно, чтобы муфты обеспечивали возможность компенсации угловых и радиальных смещений валов.

В приводах подачи станков традиционно применяются муфты постоянного сцепления, сцепные, предохранительные и обгонные (см. рис. 3.20—3.22).

Существенное повышение точности возможно при максимальном сокращении количества механических элементов. Для выполнения этого условия в современных станках все шире применяют приводы линейных перемещений без дополнительного редуктора. Это стало возможным после появления высокомоментных и вентильных двигателей. В этом случае вал двигателя соединяется непосредственно с ходовым винтом передачи винт—гайка качения с помощью специальной (сильфонной) муфты (см. рис. 3.29), обладающей высокой крутильной жесткостью и позволяющей компенсировать погрешности установки винта и двигателя.

В качестве редукторов в приводах подачи станков используются одиночные цилиндрические прямозубые и косозубые передачи, зубчато-ременные передачи и реже планетарные редукторы. При необходимости обеспечить большую редукцию в приводе (например, приводе поворотных столов) используются червячные передачи и волновые редукторы.

Высокие требования к точности перемещений, реализуемых в приводах подачи современных станков, оказывают влияние на конструкцию редукторов,

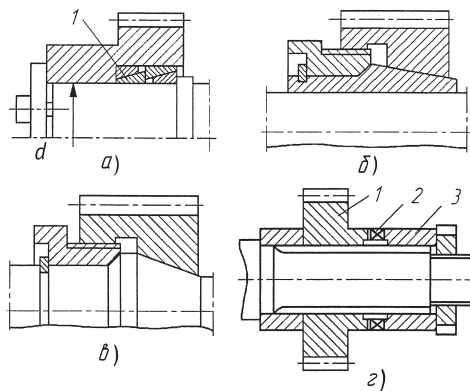


Рис. 5.85. Схемы устранения зазоров в соединении вал—ступица

входящих в их состав. Основными источниками погрешностей, вносимых редукторами, являются погрешности изготовления и монтажа их элементов, наличие технологических зазоров между ними и недостаточная жесткость передачи. В конструкциях редукторов используются зубчатые колеса 4...6-й степени точности. Зазоры в передачах выбираются с помощью механизмов, представленных на рис. 3.27—3.28.

Зазоры в соединениях элементов привода или муфты с винтом и валом двигателя выбираются с помощью механизмов, показанных на рис. 3.29 и 5.85. Закрепление элемента редуктора на валу коническими кольцами 1 (рис. 5.85, а) не обеспечивает его точного центрирования, поэтому требуется посадка по дополнительной поверхности диаметром $d = 10 \dots 300$ мм. Другие виды конического соединения, обеспечивающие выборку зазора, приведены на рис. 5.85, б и в. У механизма на рис. 5.85, г шлицы сопряженных с валом деталей 1 и 3 выполнены с различным угловым смещением относительно зубьев (с трапецеидальным профилем) полумуфт 2. Благодаря этому при относительном осевом смещении деталей 1 и 3 выбираются зазоры в шлицевом соединении.

5.4.8. Особенности конструкции передачи винт—гайка качения

Передача винт—гайка качения (рис. 5.86) состоит из стального вала (винта) 1 с резьбой полукруглого или арочного профиля и гайки 2 с резьбой идентичного профиля. В каналах, образованных витками резьбы винта и гайки, расположены шарики 4, перекатывающиеся вдоль канала. Для предотвращения выкатывания шариков предусмотрены специальные каналы возврата 3, расположенные в гайке, которые вместе с заполненными шариками витками образуют замкнутый контур. Канал выполняют в виде: специально изогнутой трубки, фрезерованного в теле гайки канала или специального профильного вкладыша, вставленного в прорезь гайки, соединяющего две соседние канавки ее резьбы и обеспечивающего циркуляцию шариков в отдельном витке. Для предотвращения проталкивания шариков мимо канала возврата есть отражатели. Шарики могут быть разделены сепаратором 5. Для обеспечения смазывания и предотвращения попадания грязи в механизм предусмотрены системы смазывания 6 со встроенными уплотнениями 7.

Передачи винт—гайка качения с арочным профилем используются достаточно редко.

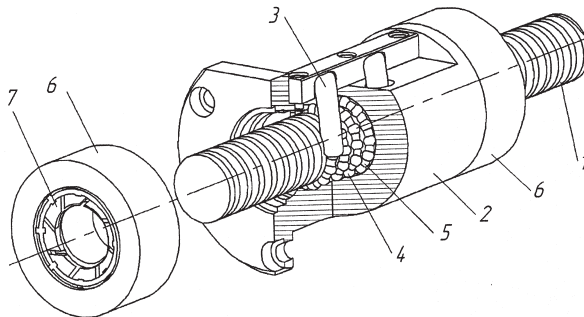


Рис. 5.86. Передача винт—гайка качения

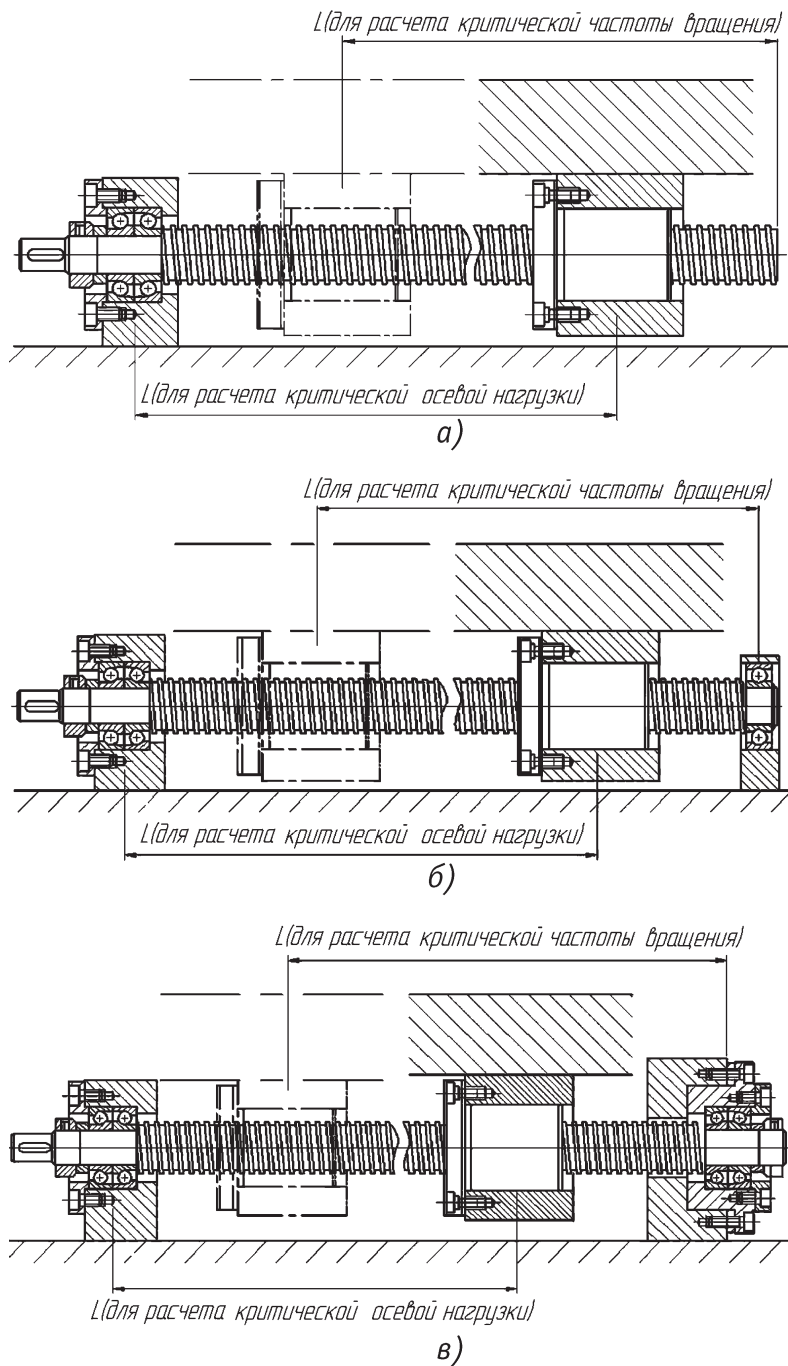


Рис. 5.87. Основные схемы закрепления ходового винта:
 а — один конец закреплен, другой свободный; б — один конец закреплен, другой поддерживается радиальной опорой; в — оба конца закреплены

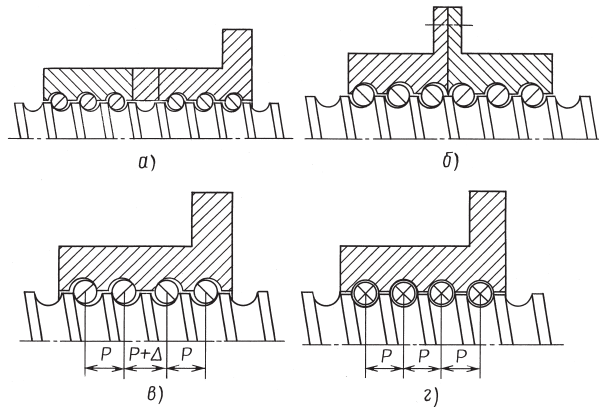


Рис. 5.88. Методы регулирования натяга ШВП

Как правило, винт устанавливается в опорах на неподвижной детали, а гайка жестко присоединяется к перемещаемому узлу. Опоры фиксируют винт в осевом и радиальном направлениях. Схема закрепления оказывает существенное влияние на жесткость и быстроходность передачи. Различают три основные схемы закрепления (рис. 5.87). Схема *а* может быть использована только для достаточно коротких валов. Наиболее распространенными являются схемы *б* и *в*, причем закрепление по схеме *в* обеспечивает максимальную осевую жесткость.

Наличие осевого зазора в передаче винт—гайка качения приводит к потерям точности при реверсах и существенному снижению жесткости привода. Поэтому гайки ШВП снабжают устройствами для создания и регулирования натяга. Существуют четыре основных метода регулирования натяга в передачах винт—гайка качения.

1. Регулируется относительное осевое расположение гаек при неизменном угловом положении. Расстояние между гайками регулируют прокладками, причем винт может испытывать либо растяжение (рис. 5.88, *а*), либо сжатие (рис. 5.88, *б*). Благодаря простоте конструкции этот способ регулирования натяга является наиболее популярным, несмотря на определенные технологические трудности при обеспечении точного регулирования.

2. Создается постоянный технологический натяг в одной гайке при обработке ее резьбы (рис. 5.88, *в*). Половину длины резьбы гайки шлифуют с заданным шагом, затем шлифовальный круг смещают в осевом направлении на величину натяга и шлифуют вторую половину длины резьбы гайки с тем же шагом. Натяг осуществляется в процессе сборки передачи.

3. Создается постоянный технологический натяг в одной гайке подбором диаметра шариков (рис. 5.88, *г*). Натяг осуществляется в процессе сборки передачи. Для ШВП с арочным профилем возможен только такой вид регулирования натяга.

4. Регулируется относительное угловое расположение гаек при неизменном осевом положении. Изменение углового положения гаек осуществляется либо их взаимным поворотом, либо поворотом одной из них. В первом случае (рис. 5.89, *а*) полушки 2 и 3 снабжены зубчатыми венцами, сопрягаемыми с внутренними зубьями стакана 4. Число зубьев z_1 и z_2 на венцах различается

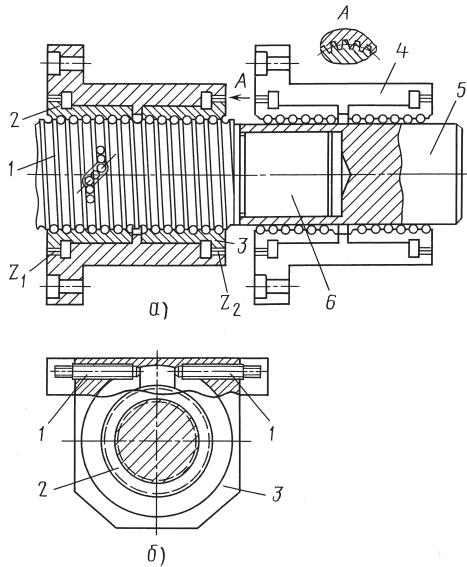


Рис. 5.89. Устройства для регулирования натяга в ШВП

нологический участок винта без резьбы, заменяющий втулку. Конструкция обладает высокой осевой жесткостью вследствие отсутствия болтовых соединений и позволяет осуществлять тонкое регулирование. Однако для осуществления регулирования необходимо выполнять дополнительные манипуляции, усложняющие регулирование, поэтому могут применяться и другие конструкции, не требующие предварительно свинчивать гайки. Например, в конструкции, изображенной на рис. 5.89,б, для создания натяга предусмотрена возможность поворота только одной из гаек 2. Поворот на небольшой угол осуществляется винтами 1, расположенными во фланце корпуса 3.

Влияние предварительного натяга на жесткость винтового механизма объясняется неточностями изготовления и монтажа передачи, приводящими к неравномерному распределению нагрузки между телами качения, шероховатостью и волнистостью контактирующих поверхностей, а также свойствами конструкции. Наличие некоторой предварительной нагрузки позволяет существенно снизить влияние этих факторов. Рассмотрим влияние предварительного натяга на жесткость ШВП (рис. 5.90). Погрешности изготовления механизма не учитываются.

При наличии только предварительного натяга гайки А и В винтового механизма находятся под действием нагрузки F_{a0} . После приложения внешней силы F_a гайки А и В находятся под действием нагрузок F_A и F_B , которые задаются зависимостями

$$F_A = F_{a0} + F_a - F'_a \quad (5.34a)$$

и

$$F_B = F_{a0} - F'_a, \quad (5.34б)$$

на единицу. При повороте гаек в одну сторону на один зуб происходит осевое смещение Δ их профилей на малую величину:

$$\Delta = \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right) p = \frac{p}{z_1 z_2},$$

где p — шаг винта.

Для осуществления поворота гаек необходимо свинтить корпус 4 с гайками с винта 1 на специальную втулку 5, надетую на хвостовую часть винта 6, что обеспечивает возможность вывода из зацепления зубчатых венцов гаек и корпуса. Подобный способ регулирования натяга удобен только в том случае, когда у винта отсутствует вторая опора. При закреплении винта в двух опорах для выполнения регулирования предусматривается специальный тех-

где F'_a — снижение нагрузки на гайки вследствие уменьшения предварительного натяга. Перемещения гаек под действием этих нагрузок равны

$$\delta_A = \Delta + \delta$$

и

$$\delta_B = \Delta - \delta,$$

где Δ — перемещение, обусловленное предварительным натягом; δ — перемещение, обусловленное внешней нагрузкой.

На рис. 5.91, а представлены зависимости между действующими на систему нагрузками и упругими осевыми перемещениями гаек.

Из зависимостей (5.34) следует, что внешнее воздействие компенсируется не только за счет увеличения нагрузки на шарики гайки А, но и за счет уменьшения нагрузки на шарики гайки В. Это условие будет выполняться до тех пор, пока упругие перемещения от сил предварительного натяга будут удовлетворять условию $\Delta \geq \delta$. В предельном случае, когда $\delta = \Delta$, $F_a = F_{\max}$. В случае отсутствия предварительного натяга сила $F_{\max}$ вызывает упругое перемещение 2Δ . Принимая во внимание, что $\Delta = kF_{a0}^{2/3}$ и $2\Delta = F_{\max}^{2/3}$, получим $(F_{\max}/F_{a0})^{2/3} = 2$ или $F_{\max}/F_{a0} \approx 2,83$. Следовательно, при создании силы предварительного натяга равной 35% внешней нагрузки, можно снизить величину упругих перемещений для винтовых механизмов, изготовленных без погрешностей, примерно в 2 раза (рис. 5.91, б). В реальных механизмах величина упругих перемещений снижается более существенно.

Хотя предварительный натяг положительно влияет на жесткость передачи, большие значения натяга негативно сказываются на ее долговечности. Чем больше предварительный натяг, тем больше нагрузка на тела и дорожки качения, даже во время холостого хода, и тем больше силы трения.

Трение в передаче винт—гайка качения и в опорах винта приводит к выделению теплоты, часть которой передается винту, вызывая его нагрев и изменение длины. Изменение длины вызывает: во-первых, появление параметрической

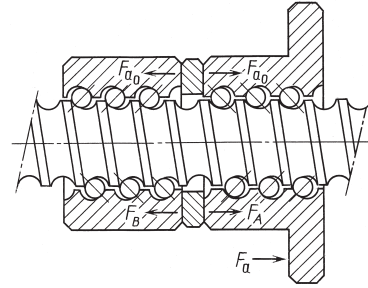


Рис. 5.90. Схемы нагрузок, действующих на гайки А и В винтового механизма

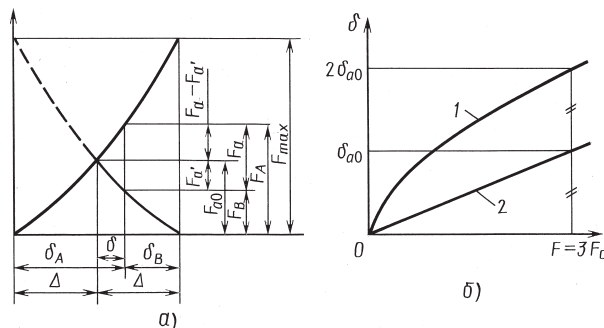


Рис. 5.91. Схемы для анализа влияния натяга на жесткость винтового механизма:

а — зависимости между действующими нагрузками и упругими перемещениями гаек; б — зависимости упругих перемещений от нагрузки при отсутствии принудительного натяга (1) и при предварительном натяге (2)

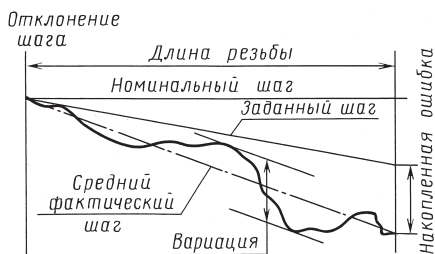


Рис. 5.92. Параметры кинематической точности ШВП

ошибки, связанной с изменением шага передачи, т.е. ее передаточного отношения; во-вторых, к появлению дополнительных нагрузок на опоры винта, если он установлен по схеме с закрепленными концами, которые следует учитывать при расчете долговечности передачи.

Конструкция может нагреваться не только от внутренних источников теплоты (винтовой механизм и подшипники), но и от внешних по отношению к ШВП

(двигатели, процесс резания, трение в направляющих и т.д.) через базовые детали. Поэтому при проектировании станка следует принимать меры для снижения потока тепла от источников тепловыделения. В случае внешних источников эта проблема решается путем их тепловой изоляции и удаления от важных органов станка, а в случае внутренних — путем уменьшения тепловыделения за счет совершенствования конструкции механизмов и улучшения отвода тепла (использование жидкой смазки, принудительная вентиляция).

Добиться частичной компенсации нагрузок в опорах винта, закрепленного по схеме (см. рис. 5.87, в), вызываемых тепловыми деформациями, можно, осуществив предварительное растяжение винта. Обычно каждые 1000 мм винта растягивают на 15...20 мкм.

Для обеспечения перемещения с требуемой точностью необходимо правильно выбрать класс точности передачи. ШВП разделяются на классы по точности в соответствии с международными нормами.

При определении норм кинематической точности различают *номинальный*, *заданный* и *действительный* шаг (рис. 5.92). Под номинальным шагом p понимают величину, указанную производителем, на которую переместится гайка вдоль оси винта за его полный оборот. Чтобы учесть изменение длины винта в результате нагрева или предварительного растяжения, определяют заданный шаг p_r . Под действительным шагом p_d понимают измеренное расстояние, на которое переместится гайка вдоль оси винта за его полный оборот.

По аналогии различают номинальную, заданную и действительную длину винта как произведение соответствующего шага на число оборотов. Для прецизионных ШВП, применяемых в приводах станков, нормируется отклонение действительного перемещения (накопленная ошибка) — e_p и ширина полосы отклонений (вариация) — v_p . Отклонение действительного перемещения — разность между действительной и расчетной длиной. Дополнительно нормируется ширина полосы отклонений для любого участка винта длиной 300 мм — v_{300} и отклонение в пределах одного оборота $v_{2\pi}$. Максимальное и минимальное значения кинематической погрешности, мкм, ШВП на длине рабочего участка резьбы (L_p) задаются выражением

$$\Delta_{K(\max/\min)} = e_p \pm v_p/2.$$

Основным источником шума в передаче и увеличения износа шариков является их взаимодействие и скольжение друг относительно друга в противопо-

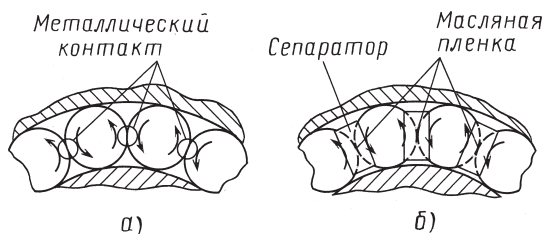


Рис. 5.93. Особенности контакта между шариками в передаче винт—гайка качения:
а — без сепаратора; б — с сепаратором

ложных направлениях со скоростью, в 2 раза превышающей скорость вращения каждого из них в отдельности (рис. 5.93, а). При использовании сепаратора (рис. 5.93, б) площадь контакта тела качения с сепаратором увеличивается, а относительная скорость в зоне контакта уменьшается в 2 раза. В результате удаётся предотвратить разрыв масляной пленки в точках контакта тел качения, увеличить несущую способность, обеспечить низкий уровень шума, более высокие скорости и плавность перемещения, длительный срок службы.

Надёжная защита необходима для предохранения ШВП от грязи, мелкой стружки и абразивной пыли. Абразивное загрязнение снижает долговечность передачи; при попадании стружки возможно повреждение поверхностей винта, гайки и шариков в зоне контакта, а при значительном загрязнении качение может прекратиться. Применение того или иного защитного устройства определяется конкретными условиями работы и особенностями конструкции станка в целом.

Уплотнения на концах гайки (см. рис. 5.88) защищают поверхности только от незначительного загрязнения. Для надёжной защиты механизма необходимо полностью изолировать винт от попадания на него пыли, СОЖ и абразивных частиц. Обычно устанавливается общая защита для ШВП и направляющих. В случаях, когда это по каким-либо причинам делать нецелесообразно, механизм защищают индивидуально (рис. 5.94). Наибольшее распространение получили стальные или пластиковые телескопические щитки 1 с уплотнениями, расположенными между ними, и гофрированные меха 2 из полимерных материалов.

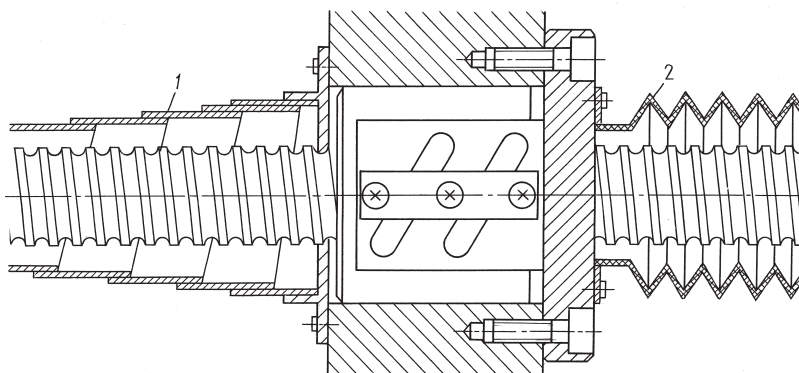


Рис. 5.94. Защита ШВП

5.4.9. Опоры винтов

Опоры винтов оказывают существенное влияние на точность, жесткость и долговечность механической части привода. Повышение осевой жесткости и долговечности может быть достигнуто за счет применения специальных подшипников повышенной жесткости, увеличения размеров подшипников или величины их предварительного натяга. Увеличение жесткости за счет применения подшипников большего диаметра приводит к увеличению размеров опорных шеек винта, которые ограничиваются диаметром винта. Повышение жесткости за счет увеличения предварительного натяга приводит к росту трения и, следовательно, более интенсивному износу и тепловыделению в подшипниках.

Выбор подшипников определяется частотой вращения винта и тяговой силой. Раньше в качестве опор винтов часто использовались обычные радиально-упорные шариковые и роликовые подшипники повышенной и высокой точности. В настоящее время, из-за роста требований к быстроходности и жесткости передачи, для этих целей чаще используются специальные подшипники (упорно-радиальные шариковые с углом контакта 60° с одним, двумя и тремя рядами шариков или комбинированные радиально-упорные роликовые). В качестве радиальных опор винтов используются обычные радиальные подшипники повышенной и высокой точности.

Шариковые подшипники с одним рядом тел качения (рис. 5.95, а) устанавливают, как правило, парами, но можно устанавливать и по три в каждой опоре. Их быстроходность и жесткость несколько ниже, чем у двухрядных подшипников.

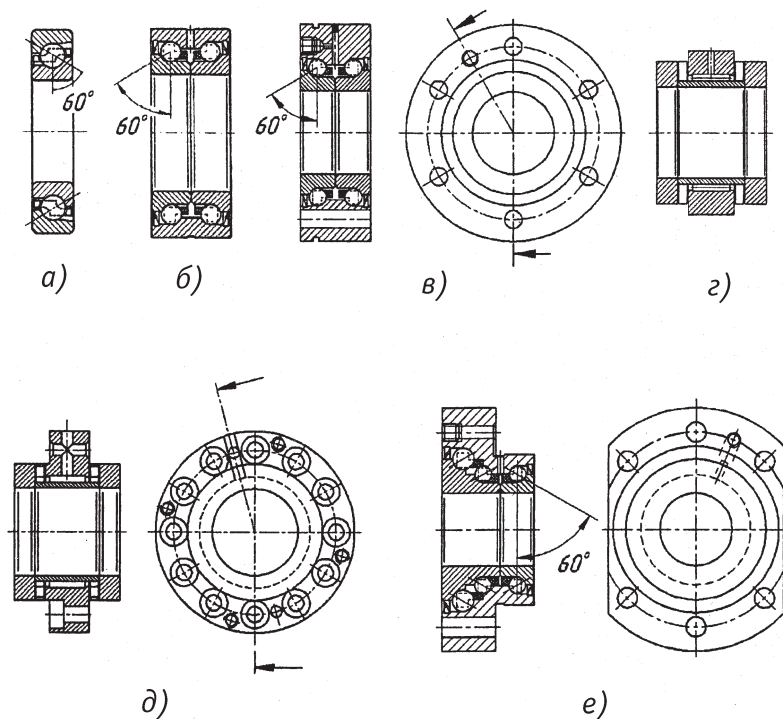


Рис. 5.95. Основные типы и модификации специальных подшипников для ходовых винтов

Специализированные упорно-радиальные шариковые подшипники (рис. 5.95, б, в) имеют примерно в 2,5 раза большую быстроходность, чем роликовые подшипники. Они не нуждаются в дополнительной защите от загрязнения, так как имеют собственные уплотнения. Эти подшипники могут устанавливаться парами, но в этом случае быстроходность снижается примерно в 2 раза. Комбинированные радиально-упорные роликовые подшипники (рис. 5.95, г, д) имеют примерно в 3 раза большую жесткость и в 2 раза большую несущую способность. Их обычно используют в конструкциях ШВП тяжелых станков. Двухрядные шариковые и роликовые подшипники изготавливают как в традиционном исполнении (рис. 5.95, б, г), так и с отверстиями под крепежные винты в наружном кольце (рис. 5.95, в, д). В этом случае они могут крепиться в корпусной детали без дополнительных элементов.

Подшипник с тремя рядами тел качения (рис. 5.95, е) имеет разную жесткость и несущую способность при восприятии осевых нагрузок в противоположных направлениях. Он не нуждается в дополнительной защите от загрязнения, так как имеет собственные уплотнения. Такие подшипники, как и однорядные, устанавливаемые по три в каждой опоре, используются при значительных силах предварительного растяжения винта.

Обычно подшипники устанавливают в специальном корпусе, который, в свою очередь, базируется на станине. Использование корпусов улучшает технологичность конструкции, позволяет обеспечить смазку и защиту подшипников от загрязнения, но приводит к снижению жесткости механизма.

Жесткость современных подшипников существенно выше жесткости винтового механизма ШВП и самого винта. Влияние подшипников на осевую жесткость механической части привода подачи показано на примере винта с закрепленными концами (см. рис. 5.87, в). На рис. 5.96 приведены кривые распределения осевой жесткости механической части привода с винтом в зависимости от положения гайки. Использовались шариковые и роликовые подшипники, жесткость которых различалась примерно в 3 раза (диаметр винта — 50 мм; посадочный диаметр внутреннего кольца подшипников — 40 мм). Механизмы с винтами других диаметров имеют сходные картины распределения жесткости.

Сравнительный анализ влияния жесткости подшипников на осевую жесткость механической части привода позволяет сделать вывод, что изменение жестко-

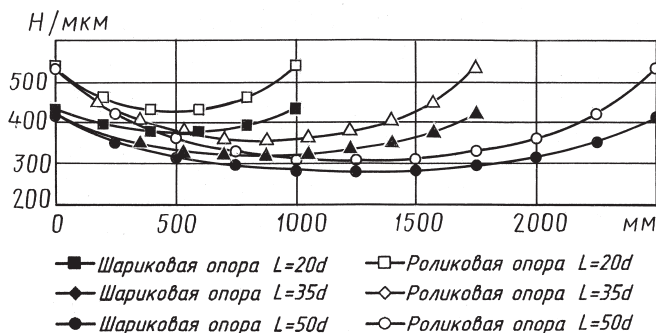


Рис. 5.96. Суммарная жесткость механизма ШВП

сти подшипников в достаточно широких пределах не оказывает существенного влияния на ее минимальное значение.

5.4.10. Особенности выбора и расчета передачи винт—гайка качения

При проектировании выбирают тип передачи, шаг резьбы, размеры винта и гайки, вид опор ходового винта, наличие и величину предварительного натяга и т.д. Выбор и расчет передачи осуществляют в следующем порядке: предварительный выбор передачи; расчет по основным критериям работоспособности; уточнение и окончательный выбор передачи.

1. Предварительный выбор начинают с определения кинематических характеристик тягового устройства. Кинематические характеристики передачи винт—гайка качения задаются шагом ее резьбы. Особенностью этого этапа является то, что выбор шага (p) проводится одновременно с предварительным выбором двигателя электропривода. Шаг должен быть выбран таким образом, чтобы согласовывались диапазон скоростей рабочих перемещений $s_{\min}$ — $s_{\max}$ с диапазоном частот регулирования $n_{\text{дв min}}$ — $n_{\text{дв max}}$ выбираемого двигателя (см. соответствующие пояснения в пп. 5.4.11).

2. После определения шага выбирают тип гайки, решают вопрос о наличии и способе регулирования предварительного натяга и делают предварительный выбор размеров. Обычно в приводах подач используют ШВП с двумя гайками, обеспечивающие возможность регулирования предварительного натяга. Вертикальные перемещения иногда обеспечивают передачами без предварительного натяга. В этих передачах натяг создается за счет веса перемещаемого узла.

Выбор размеров осуществляют на основании данных, приведенных в каталоге производителя. При выборе сравниваются максимальные значения внешних нагрузок, действующих на выбранный тип ШВП, со значениями основной номинальной нагрузки, приведенными в таблицах.

В соответствии с международными стандартами в каталогах обычно задают основную номинальную динамическую нагрузку — C и основную номинальную статическую нагрузку — C_0 .

Для практического определения срока службы системы вводят номинальный срок службы — L_n .

Основной номинальной динамической нагрузкой называют нагрузку с постоянным направлением и величиной, при которой группа одинаковых ШВП имеет номинальный срок службы $L_n = 10^6$ оборотов.

Повреждения элементов ШВП аналогичны повреждениям направляющих качения, описанным в п. 5.2.

По таблице технических характеристик и основных размеров ШВП выбранного типа находят передачу с заданным шагом, способную воспринимать максимальную нагрузку на подвижный узел ($F_{a\max}$).

Для учета особых условий эксплуатации вводят статический f_s и динамический f_w коэффициенты безопасности для расчетной нагрузки (табл. 5.13 и 5.14). В частности, в передачах винт—гайка качения при совершении возвратно-поступательных перемещений могут возникнуть пиковые нагрузки из-за действия сил инерции при пуске и торможении.

5.13. Значения статического коэффициента безопасности f_s

Тип оборудования	Условия эксплуатации	f_s
Обычное технологическое оборудование	При отсутствии ударов и вибраций	1,0...1,3
	При ударах и вибрациях	2,0...3,0
Металлорежущие станки	При отсутствии ударов и вибраций	1,0...1,5
	При ударах и вибрациях	2,0...7,0

5.14. Значения динамического коэффициента безопасности f_w

Удары и вибрация	Скорость, v , м/с	f_w
Очень слабые	$v \leq 0,25$	1,0...1,2
Слабые	$0,25 < v \leq 0,25$	1,2...1,5
Средние	$1,0 < v \leq 2,0$	1,5...2,0
Сильные	$v \leq 2,0$	2,0...3,5

Передачу выбирают так, чтобы выполнялись условия

$$C_0 \geq f_s F_{a \max}, \quad (5.35a)$$

и

$$C \geq f_w F_{a \max}. \quad (5.35b)$$

Для металлорежущих станков рекомендуется выбирать $f_s \geq 4$ и $f_w \geq 1,5$.

Выбранную передачу проверяют по критерию быстроходности (nd):

$$d_p n_{\max} \leq nd, \quad (5.36)$$

где d_p — диаметр окружности шариков, мм; $n_{\max}$ — максимальная частота вращения винта, мин^{-1} ; nd — значение критерия быстроходности для выбранного типа передачи ($nd = 70\,000 \dots 100\,000$ для передач без сепараторов, $nd = 130\,000 \dots 160\,000$ для передач с сепараторами).

Если неравенство (5.36) выполняется, переходят к выбору подшипников, если нет, возвращаются к первому шагу. Возникшие трудности можно преодолеть, изменив кинематические характеристики передачи (выбирая двигатель с меньшей максимальной частотой вращения и увеличивая соответственно шаг винта) или выбрав тип передачи с большим значением nd .

3. Осуществив выбор гайки и диаметра винта, переходят к выбору подшипников. Выбор размеров осуществляют на основании данных, приведенных в каталоге производителя. При выборе сравниваются максимальные значения внешних нагрузок, действующих на выбранный тип подшипника, со значениями основной номинальной нагрузки, приведенными в таблицах.

В соответствии с международными стандартами в каталогах задаются основная номинальная динамическая нагрузка C и основная номинальная статическая нагрузка C_0 . Физический смысл этих величин для гаек и подшипников одинаков.

На выбор типа подшипника оказывает влияние быстроходность передачи. Подшипник должен воспринимать внешние осевые нагрузки, равные нагрузкам, воспринимаемым предварительно выбранной гайкой. Если в кинематической схеме привода есть редуктор, подшипник должен воспринимать и радиальные нагрузки, возникающие при работе зубчатых или ременных передач.

Если упорно-радиальный шариковый подшипник подвергается совместному действию осевой и радиальной нагрузок и величиной радиальной составляющей нельзя пренебречь, эквивалентную нагрузку определяют по формуле [77]

$$F_{a\text{экв}} = k_r F_r + k_a F_a,$$

где F_r — радиальная составляющая нагрузки; F_a — осевая составляющая нагрузки с учетом предварительного натяга; k_r и k_a — коэффициенты, учитывающие разное повреждающее действие радиальной и осевой нагрузок (при $F_a/F_r \leq 2,17$ $k_r = 1,9$ и $k_a = 0,55$, а при $F_a/F_r > 2,17$ $k_r = 0,92$ и $k_a = 1,0$).

Выбранный подшипник должен удовлетворять условию (5.35, а). Для учета условий эксплуатации нужно использовать коэффициент безопасности f_s . Если все перечисленные требования выполняются, переходят к определению общей длины винта.

4. Общую длину винта $L_{\text{общ}}$ можно определить по выражению

$$L_{\text{общ}} = L_{\text{max}} + L_{\Gamma} + L_{\text{оп}} + L_{\Gamma},$$

где L_{max} — величина максимального перемещения подвижного узла; L_{Γ} — длина гайки; $L_{\text{оп}}$ — суммарная длина опор ходового винта; L_{Γ} — длина технологических участков без резьбы (например, для свинчивания гайки при некоторых методах регулирования натяга).

Суммарная длина и тип опор определяются выбором схемы закрепления винта (см. рис. 5.87). На этом этапе заканчивается предварительный выбор передачи, и можно переходить к расчету по основным критериям работоспособности.

5. При высокой частоте вращения винт может потерять устойчивость под действием центробежных сил, что выражается в появлении вибрации при некоторой критической частоте. На каждый элементарный участок вращающегося винта действует центробежная сила $F_{\text{цб}} = m\omega^2 y$, где m — масса элементарного участка вращающегося винта; ω — угловая скорость; y — прогиб винта. Уравнение, описывающее прогиб балки под действием распределенной центробежной нагрузки, имеет вид

$$EJ \frac{\partial^4 y}{dx^4} = m\omega^2 y.$$

Решая это уравнение для различных условий закрепления, получим выражение для критической частоты вращения винта

$$n_{\text{кр}} = \frac{60\lambda^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{10^3 EJ}{\rho S}}, \quad (5.37)$$

где L — монтажная длина винта, мм; E — модуль Юнга ($2,05 \cdot 10^5$ Н/мм²); $J = \pi d_1^4/64$ — минимальный геометрический момент инерции поперечного

сечения, мм⁴; d_1 — внутренний диаметр резьбы винта, мм; $S = \pi d_1^2/4$ — минимальная площадь поперечного сечения, мм²; ρ — плотность материала винта ($7,85 \cdot 10^{-6}$ кг/мм³); λ — коэффициент, учитывающий схему закрепления винта, $\lambda = 1,875$ — для схемы а, $\lambda = 3,927$ — для схемы б, $\lambda = 4,730$ — для схемы в (см. рис. 5.87).

Предельная частота вращения винта ограничивается его критической частотой

$$n_{\max} \leq 0,8n_{\text{кр}}.$$

Из выражения (5.37) следует, что критическая частота обратно пропорциональна квадрату монтажной длины и прямо пропорциональна диаметру. Существенное влияние на нее оказывает и выбор схемы закрепления винта.

6. Винт может терять устойчивость и под действием осевой нагрузки. Когда сжимающая нагрузка достигает некоторого критического значения, стержень может искривиться под действием минимального радиального воздействия. Критическая осевая нагрузка рассчитывается по формуле Эйлера

$$F_{a_{\text{кр}}} = \frac{\mu \pi^2 EJ}{L^2}, \quad (5.38)$$

где L — монтажная длина винта, мм; E — модуль Юнга ($2,05 \cdot 10^5$ Н/мм²); $J = \pi d_1^4/64$ — минимальный геометрический момент инерции поперечного сечения, мм⁴; μ — коэффициент, учитывающий схему закрепления винта; $\mu = 0,25$ — для схемы а, $\mu = 2,0$ — для схемы б, $\mu = 4,0$ — для схемы в (см. рис. 5.87).

Максимальная нагрузка в передаче ограничивается критическим значением

$$F_{a_{\max}} \leq (0,5 \dots 0,8) F_{a_{\text{кр}}}.$$

Из выражения (5.38) следует, что критическая нагрузка обратно пропорциональна квадрату монтажной длины и прямо пропорциональна четвертой степени диаметра. Существенное влияние на нее оказывает и выбор схемы закрепления винта.

Как правило, проблемы с устойчивостью возникают у достаточно длинных валов. Наиболее эффективным способом их решения является изменение схемы закрепления винта. При потере устойчивости под действием нагрузки можно увеличивать диаметр винта, однако это изменение лимитируется величиной nd . Если, по какой-либо причине, предпринятые действия не привели к положительному результату, следует вернуться к первому шагу и изменить кинематические характеристики передачи.

7. После анализа устойчивости винта уточняют параметры винтового механизма и подшипников с учетом требуемого срока службы передачи. В большинстве случаев решение этой задачи сопряжено со значительными трудностями. В частности, изменяются условия эксплуатации оборудования в зависимости от требований конкретного производства, расчет распределения нагрузок проводится с существенными погрешностями.

С учетом этих условий выражение для определения срока службы приобретает следующий вид:

$$L = \left(\frac{C}{f_W F_{a_E}} \right)^s 10^6,$$

где L — расчетный срок службы, обороты; F_{a_E} — эквивалентная нагрузка, Н; f_W — динамический коэффициент безопасности; s — показатель степени ($s = 3$ для винтового механизма и шариковых подшипников, $s = 10/3$ для роликовых подшипников).

Эквивалентной нагрузкой (F_{a_E}) называют такую постоянную нагрузку, которая обеспечивает срок службы, равный сроку службы в случае, когда нагрузка на передачу меняется в процессе эксплуатации в соответствии с условиями технологического процесса. Значение эквивалентной нагрузки задается выражением

$$F_{a_E} = \left[\frac{\sum_{i=1}^m (F_{a_i}^s n_i t_i)}{n_m 100} \right]^{1/s},$$

где F_{a_i} — расчетная нагрузка на ШВП в i -м технологическом режиме, Н; n_i — частота вращения в i -м технологическом режиме, мин⁻¹; t_i — время работы в i -м технологическом режиме, % (суммарное время работы в m режимах 100%);

$$n_m = \sum_{i=1}^m (n_i t_i) / 100$$

— эквивалентная частота вращения, мин⁻¹; m — число учитываемых технологических режимов.

Для удобства сравнения срока службы передачи со сроком службы других устройств нужно уметь определять его значение в часах. Срок службы в часах L_h определяется зависимостью

$$L_h = \frac{L}{n_m 60},$$

где L — расчетный срок службы в оборотах; n_m — эквивалентная частота вращения, мин⁻¹. Целесообразно выбирать L_h равным или кратным сроку службы электродвигателей.

Исходя из заданного срока службы, основную номинальную динамическую нагрузку передачи удобно определять по формуле

$$C \geq \frac{f_W}{100} F_{a_E} (60 L_h n_m)^{1/s}. \quad (5.39)$$

Если условие (5.39) не выполняется, то необходимо подобрать винт с большей динамической нагрузкой или уменьшить срок службы передачи.

На этом этапе заканчивается проверка ШВП по основным критериям работоспособности. В дальнейшем уточняются параметры передачи как элемента системы привода подачи, оцениваются ее жесткость, потери на трение, температурные деформации и инерционные характеристики.

8. Одним из наиболее важных свойств передачи как элемента привода подачи является ее жесткость $K_{\Sigma} = F_a / \delta$, где F_a — приложенная осевая нагрузка, Н; δ — перемещение узла, мкм. Жесткость передачи оказывает существенное влияние на точность перемещения и динамику привода. Жесткость передачи определяется жесткостью ее элементов. Суммарная жесткость передачи для схем а и б (см. рис. 5.87) задается зависимостью

$$\frac{1}{K_{\Sigma}} = \frac{1}{K_{\text{в}}} + \frac{1}{K_{\text{г}}} + \frac{1}{K_{\text{п}}} + \frac{1}{K_{\text{кг}}} + \frac{1}{K_{\text{кп}}}, \quad (5.40a)$$

а для схемы б

$$\frac{1}{K_{\Sigma}} = \frac{1}{K_{\text{в}}} + \frac{1}{K_{\text{г}}} + \frac{1}{2K_{\text{п}}} + \frac{1}{K_{\text{кг}}} + \frac{1}{2K_{\text{кп}}}, \quad (5.40б)$$

где $K_{\text{в}}$ — осевая жесткость винта; $K_{\text{г}}$ — осевая жесткость винтового механизма и гайки; $K_{\text{п}}$ — осевая жесткость опор винта; $K_{\text{кг}}$ — осевая жесткость корпуса гайки; $K_{\text{кп}}$ — осевая жесткость корпуса подшипников.

Согласно закону Гука, изменение длины бруса с заделанным концом [$\delta(0) = 0$] прямо пропорционально растягивающей (сжимающей) силе F , длине участка бруска между точкой приложения силы и заделкой x и обратно пропорционально площади его поперечного сечения S ; а следовательно, $\delta(x) = Fx / (ES)$.

Для бруска, оба конца которого заделаны [$\delta(0) = 0$ и $\delta(L) = 0$], зависимость имеет более сложный вид. Изменение длины обоих участков бруска одинаково и имеет вид

$$\delta(x) = \frac{F_x x}{ES} = \frac{F_{L-x}(L-x)}{ES}.$$

Сила F , действующая на брусок, постоянна и определяется выражением

$$F = F_x + F_{L-x} = \frac{ESL}{(L-x)x} \delta(x).$$

Следовательно, изменение длинны участков бруска зависит только от точки ее приложения:

$$\delta(x) = \frac{(L-x)x}{ESL} F.$$

Изменение длины $\delta(x)$ приобретает максимальное значение, когда $d\delta(x)/dx = 0$. Решая уравнение, определяем, что в этом случае $x = L/2$.

Для винта, один конец которого закреплен, а другой оперт или свободен, минимальная жесткость, Н/мкм, определяется выражением

$$K_{\text{в}} = \frac{\pi d_1^2 E}{4000L},$$

а для винта, оба конца которого закреплены, выражением

$$K_{\text{в}} = \frac{\pi d_1^2 E}{1000L},$$

где L — монтажная длина винта, мм; E — модуль Юнга ($2,05 \cdot 10^5$ Н/мм²); d_1 — внутренний диаметр резьбы винта, мм.

Создание предварительного натяга позволяет исключить зазор в передаче и повысить ее жесткость, однако при увеличении предварительного натяга увеличивается износ и снижается долговечность. Производители ШВП подбирают оптимальные значения натяга для своих передач и приводят соответствующие им значения жесткости (K_{r0}) в своих каталогах. Когда в передаче отсутствует предварительный натяг, в каталоге приводится значение жесткости для оптимальной, с точки зрения производителя, величины внешней нагрузки. Если необходимо изменить величину натяга или значение внешней нагрузки не совпадает с предложенным производителем, то для определения нового значения жесткости винтового механизма можно использовать выражение

$$K_r = K_{r0} \left(\frac{F_a}{F_{a_{\text{баз}}}} \right)^{1/3},$$

где F_a — значение внешней нагрузки или предварительного натяга; $F_{a_{\text{баз}}}$ — базовое значение внешней нагрузки или предварительного натяга.

Осевая жесткость опор винта (K_n), как и жесткость винтового механизма, определяется по каталогам производителя опор.

Осевая жесткость корпусов опор и винтового механизма и способ ее расчета зависят от их конструкции. Вариант конструкции, изображенный на рис. 5.97, а, работает на растяжение-сжатие, а на рис. 5.97, б — на сдвиг и изгиб.

Если на затянутый стык (рис. 5.97,а) действует центральная отрывающая внешняя нагрузка Q , то часть ее χQ воспринимается винтами, а часть $(1-\chi)Q$ разгружает стык и сопрягаемые детали [77]. Значение χ зависит от соотношения жесткости винтов (K_v) и деталей со стыком (K_d). Задача о распределении нагрузки между винтом и стыком является статически неопределимой и решается с помощью условия совместности перемещений. Очевидно, что под действием внешней нагрузки в пределах до раскрытия стыка винт удлинится настолько, насколько уменьшается сжатие деталей. Это условие можно записать так:

$$\delta = \chi Q / K_v = (1 - \chi) Q / K_d.$$

Откуда

$$\chi = K_v / (K_d + K_v).$$

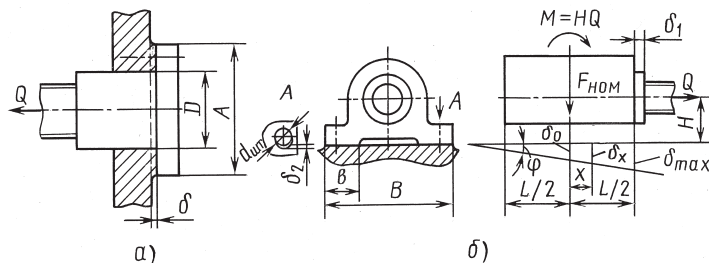


Рис. 5.97. Варианты конструкций корпусов

Для обеспечения высокой жесткости соединения необходимо число и диаметры винтов выбирать из условия обеспечения в стыках давления $p_{\min} \approx 3,0 \dots 3,5$ МПа. Экспериментально установлено, что с увеличением давления в стыке коэффициент контактной податливости сначала резко уменьшается, а затем при давлениях выше $p_{\min}$ меняется незначительно [53]. Жесткость деталей со стыком определяется выражением

$$K_d = S_{\text{ст}}/k,$$

где $k = 0,5 \dots 1,0$ мм²·мкм/Н — коэффициент контактной податливости соединения при $p_{\min} \geq 3,0 \dots 3,5$ МПа; $S_{\text{ст}}$ — площадь стыка, мм². Жесткость винтов

$$K_b = \frac{nE_b S_b}{1000L_b},$$

где L_b — расчетная длина, равная свободной длине винта между опорными поверхностями, плюс половина глубины ввинчивания, мм; E_b — модуль упругости материала винта, Н/мм²; S_b — площадь сечения винта, мм²; n — число винтов. В большинстве случаев жесткость винтов значительно меньше жесткости стыков и деталей. В среднем для стыков корпусных деталей $\chi = 0,2 \dots 0,3$.

Согласно условию обеспечения достаточной жесткости соединения сила предварительного натяга определяется выражением

$$F_{\text{нат}} = p_{\min} S_{\text{ст}} + (1 - \chi)Q, \quad (5.41a)$$

а расчетная нагрузка на один винт с учетом крутящего момента затяжки [13]

$$F_{\text{вmax}} = \frac{1}{n}(1,3F_{\text{нат}} + \chi Q). \quad (5.41б)$$

Полная жесткость соединения, соответствующая силе натяга, рассчитанной по уравнению (5.41a), определяется выражением

$$K_{\text{к1}} = K_d + K_b.$$

Если корпус удерживается от смещения осевой силой на винте фиксирующими элементами (штифтами, шпонкой, клином) и трением (см. рис. 5.97, б), то подход иной. Суммарное контактное перемещение корпуса определяется выражением

$$\delta_{\Sigma} = \frac{Q}{K_{\text{к2}}} = \delta_1 + \delta_2 = \frac{Q}{K_1} + \frac{Q}{K_2},$$

где δ_1 — перемещение за счет упругого поворота в стыке, мкм; δ_2 — упругое касательное перемещение, мкм; Q — максимальная нагрузка, воспринимаемая корпусом, Н; $K_{\text{к2}}$, K_1 и K_2 — соответствующие жесткости, Н/мкм.

Следовательно, жесткость соединения

$$K_{\text{к2}} = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2}.$$

Возьмем общий случай нагружения плоского стыка двух абсолютно жестких деталей центрально приложенной сосредоточенной силой $F_{\text{ном}}$ и моментом M .

Связь между контактными перемещениями и давлением в стыке определяется зависимостью $p = c\delta^2$, где δ — контактное перемещение; p — давление; c — коэффициент, зависящий от микрогеометрии контактирующих поверхностей и свойств материала деталей. Условия равновесия прямоугольного нераскрывающегося стыка (см. рис. 5.97, б) имеют вид

$$F_{\text{ном}} = cb \int_{-L/2}^{L/2} \delta_x^2 dx = cb \left(\delta_0^2 L + \varphi^2 \frac{L^3}{12} \right) \text{ и } M = cb \int_{-L/2}^{L/2} \delta_x^2 x dx = cb \delta_0 \varphi \frac{L^3}{6},$$

где $\delta_x = \delta_0 + \varphi x$ — упругое перемещение в произвольном сечении x ; δ_0 — упругое перемещение в среднем сечении; φ — угол поворота в стыке; L и b — соответственно длина и ширина стыка.

В нашем случае $M = QH$, $F_{\text{ном}} = F_{\text{нат}}$, $\varphi \approx \delta_1/H$ и $b = 2b_1$. Связь между Q , $F_{\text{нат}}$, δ_0 и φ устанавливается выражениями

$$F_{\text{нат}} = 2cb_1 L \left(\delta_0^2 + \frac{\delta_1^2 L^2}{12H^2} \right); \quad (5.42a)$$

$$Q = cb_1 \delta_0 \delta_1 \frac{L^3}{3H^2}. \quad (5.42б)$$

Для нераскрывающихся стыков должно выполняться условие $\delta_0 \geq |\varphi L/2|$. Подставляя в выражения (5.42) минимальное допустимое значение $\delta_0 = L\delta_1/(2H)$, получим выражение для допустимой силы натяга, определенное из условия отсутствия раскрытия стыка:

$$F_{\text{нат}} \geq 4 \frac{H}{L} Q.$$

Учитывая, что

$$\left. \frac{dp}{d\delta} \right|_{\delta=\delta_0} = 2c\delta_0 = \frac{1}{k},$$

представим уравнение (5.42б) в виде

$$Q = \frac{b_1 L^3}{6kH^2} \delta_1,$$

где k — коэффициент контактной податливости соединения, $\text{мм}^2 \cdot \text{мкм}/\text{Н}$. Соответственно жесткость K_1 определяется выражением

$$K_1 = \frac{Q}{\delta_1} = \frac{b_1 L^3}{6kH^2}.$$

Чтобы добиться высокой и стабильной жесткости соединения, необходимо в стыке обеспечить давление $P_0 \geq 3,0 \dots 3,5$ МПа. В этом случае $k = 0,5 \dots 1,0 \text{ мм}^2 \cdot \text{мкм}/\text{Н}$. Умножив правую и левую часть уравнения (5.42б) на $2\sqrt{3}H/L$,

образуем два новых уравнения путем сложения полученного выражения с выражением (5.42а) и вычитания этого же выражения из выражения (5.42а):

$$F_{\text{нат}} + 2\sqrt{3} \frac{H}{L} Q = 2cb_1 L \left(\delta_0 + \frac{\delta_1 L}{2\sqrt{3}H} \right)^2$$

и

$$F_{\text{нат}} - 2\sqrt{3} \frac{H}{L} Q = 2cb_1 L \left(\delta_0 - \frac{\delta_1 L}{2\sqrt{3}H} \right)^2.$$

Извлекая корни из правых и левых частей этих уравнений, а затем суммируя результаты, получим

$$\sqrt{F_{\text{нат}} + 2\sqrt{3} \frac{H}{L} Q} + \sqrt{F_{\text{нат}} - 2\sqrt{3} \frac{H}{L} Q} = 2\sqrt{2cb_1 L} \delta_0.$$

Возведем это уравнение в квадрат, приняв $p_0 = c\delta_0^2$. После несложных преобразований получим второе условие для выбора силы предварительного натяга:

$$F_{\text{нат}} \geq 2b_1 L p_0 + \frac{3H^2 Q^2}{2b_1 L^3 p_0},$$

где $p_0 \geq 3,0 \dots 3,5$ МПа.

Расчет контактных касательных деформаций важен при проектировании станков и других прецизионных устройств. Обычно расчеты стыков выполняют на сопротивление сдвигу (по коэффициентам трения), но для ответственных стыков точных машин и стыков, подверженных знакопеременным нагрузкам, этого недостаточно, так как в стыках возникают необратимые пластические смещения.

Исследования на плоских стыках показали [53], что связь между силой сдвига и касательной деформацией в общем случае имеет вид, показанный на рис. 5.98. Участок ОА представляет собой упругий сдвиг, а участок АВ — пластический.

Допускаемые касательные напряжения в стыке из условия отсутствия пластических смещений τ_y оцениваются выражением

$$\tau_y \approx fp/2,$$

где f — коэффициент трения покоя; p — давление в стыке. Величина упругого смещения для $\tau < \tau_y$ определяется линейной зависимостью

$$\delta_\tau = k_\tau \tau,$$

где k_τ — коэффициент касательной контактной податливости. Этот коэффициент зависит от нормальной нагрузки, состояния контак-

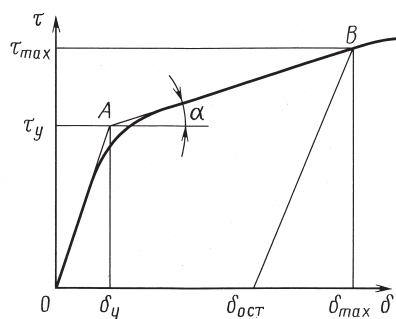


Рис. 5.98. Зависимость удельной тангенциальной силы от смещения, принимаемая в расчетах касательной податливости стыков

тирующих поверхностей (смазка, шероховатость). С увеличением нормальной нагрузки и чистоты обработки поверхностей он уменьшается. Для смазанных поверхностей он выше, чем для сухих. В технических расчетах с достаточной степенью точности можно принять $k_t = 2,0 \text{ мм}^2 \cdot \text{мкм/Н}$.

Ответственные стыки необходимо проектировать так, чтобы касательные смещения в них оставались в упругой зоне. Несоблюдение этого условия в станках, в частности в приводах подачи, приводит к накоплению необратимых смещений и понижению точности обработки. Однако обеспечить такие натяги часто невозможно, и для уменьшения влияния необратимых смещений используют фиксирующие элементы (штифт, шпонка, клин). Наличие в соединении фиксирующих элементов незначительно изменяет его жесткость в условиях упругих смещений, поскольку касательная жесткость стыка, как правило, намного выше жесткости этих элементов. Однако в области пластических деформаций стыка, когда его жесткость резко падает, влияние фиксирующих элементов становится определяющим.

Наиболее распространенными фиксирующими элементами являются штифты. Представляя штифт достаточно длинной балкой, лежащей по всей длине на упругом основании и нагруженной перерезывающей силой F у самого края упругого основания, мы можем задать его жесткость выражением

$$K_{\text{шт}} = \frac{F}{\delta_{\text{шт}}} = \frac{\pi d}{4k\beta},$$

где $\delta_{\text{шт}}$ — прогиб штифта в точке приложения силы, мкм; d — средний диаметр штифта, мм; k — коэффициент контактной податливости стыка штифта и детали (упругого основания), $\text{мм}^2 \cdot \text{мкм/Н}$;

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{\pi d \cdot 10^3}{8kJ}} = \sqrt[4]{\frac{0,04}{kd^3}}, \quad 1/\text{мм};$$

$E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ — модуль упругости материала штифта; $J = \pi d^4/64$ — момент инерции сечения штифта, мм^4 . В технических расчетах с достаточной степенью точности можно принять $k = 0,5 \text{ мм}^2 \cdot \text{мкм/Н}$.

Иногда в качестве фиксирующего элемента используется шпонка. Жесткость шпоночного соединения приблизительно определяется по формуле

$$K_{\text{шп}} = F/\delta_{\text{шп}} = L_{\text{шп}} h_{\text{пр}}/k,$$

где $\delta_{\text{шп}}$ — смещение в результате упругих контактных перемещений шпоночного соединения, мкм; $L_{\text{шп}}$ — длина шпонки, мм; $h_{\text{пр}} = h_{\text{кор}} h_{\text{ст}}/(h_{\text{кор}} + h_{\text{ст}})$ — приведенная высота шпоночного соединения, мм; $h_{\text{кор}}$ и $h_{\text{ст}}$ — высота сопрягающихся соответственно с корпусом и станиной участков шпонки, мм; $k = 0,5 \text{ мм}^2 \cdot \text{мкм/Н}$ — коэффициент контактной податливости стыка шпонки и детали.

Для упрощения расчета касательных смещений в стыке, подкрепленном фиксирующими элементами, будем полагать, что увеличение касательных напряжений в области пластических деформаций пренебрежимо мало.

Максимальная сила в стыке с фиксирующими элементами из условия отсутствия пластических деформаций оценивается выражением $F_y \approx fF_{\text{нат}}/2 + mF_{\text{ф.э.}}$, где m — число фиксирующих элементов ($m > 1$, если фиксирующие элемен-

ты — штифты); $F_{\text{ф.э}}$ — сила, воспринимаемая одним фиксирующим элементом (штифт, шпонка, клин), Н. Силу, воспринимаемую одним фиксирующим элементом, можно приближенно оценить выражением

$$F_{\text{ф.э}} = K_{\text{ф.э}} \delta_y = K_{\text{ф.э}} k_\tau \tau_y \approx K_{\text{ф.э}} k_\tau \frac{f F_{\text{нат}}}{2S},$$

где $S = 2Lb_1$ — площадь стыка, мм². Следовательно, силу F_y можно оценить выражением

$$F_y \approx \frac{f}{2} \left(1 + m K_{\text{ф.э}} \frac{k_\tau}{S} \right) F_{\text{нат}} = \frac{f}{2} \left(1 + m \frac{K_{\text{ф.э}}}{K_{\text{ст}}} \right) F_{\text{нат}},$$

где $K_{\text{ст}} \approx S/k_\tau$ — касательная жесткость стыка в области упругих деформаций, Н/мкм.

Жесткость корпуса K_2 для $Q \leq F_y$ определяется выражением

$$K_2 = \frac{Q}{\delta_2} = K_{\text{ст}} + m K_{\text{ф.э}}.$$

Если $Q > F_y$, сила, воспринимаемая фиксирующими элементами, задается выражением

$$m K_{\text{ф.э}} \delta_2 = Q - \frac{f}{2} F_{\text{нат}}.$$

Разделив правую и левую части уравнения на Q , получим

$$m K_{\text{ф.э}} \frac{\delta_2}{Q} = \frac{m K_{\text{ф.э}}}{K_2} = 1 - \frac{f F_{\text{нат}}}{2Q}.$$

Следовательно

$$K_2 = \frac{m K_{\text{ф.э}}}{1 - 0,5 f F_{\text{нат}}/Q}.$$

Использовать фиксирующие элементы в соединениях, имеющих касательные смещения, рекомендуется даже в случае $Q \leq F_y$, так как вибрации и ударные нагрузки, возникающие при эксплуатации передачи, могут привести к необратимым смещениям. Призматическая шпонка, по сравнению со штифтами, не обеспечивает существенного повышения жесткости в области упругих смещений (для исключения зазора шпонку устанавливают по переходной посадке). Фиксация клином обеспечивает высокую жесткость соединения, но конструкции, использующие этот метод, являются наименее технологичными.

Информация о жесткости передачи важна для оценки точности и динамических характеристик привода, особенно при рабочих нагрузках. Из выражений (5.40) следует, что жесткость передачи меньше жесткости наименее жесткого из ее элементов. Если жесткость передачи не достаточна, то стратегия ее повышения заключается в отыскании наименее жестких элементов и изменении их конструкции. Обычно наименее жесткими элементами являются сам винт и винтовой механизм с гайкой. В качестве методов повышения их жесткости можно назвать:

- переход к схеме установки винта с двумя закрепленными концами (минимальная жесткость винта повышается в 4 раза);
- увеличение числа рабочих контуров гайки (увеличиваются осевые габариты передачи);
- увеличение шага передачи при постоянном числе рабочих контуров (полностью меняется кинематика привода, увеличиваются осевые габариты передачи);
- увеличение натяга (сопровождается снижением долговечности передачи);
- увеличение диаметра (жесткость винта прямо пропорциональна квадрату его диаметра, увеличивается число шариков в рабочих контурах гайки).

Следует помнить, что последний способ неблагоприятным образом влияет на динамику привода, так как момент инерции винта прямо пропорционален четвертой степени его диаметра.

5.4.11. Выбор электродвигателя

Выбор электродвигателя для привода подачи представляет собой важную и достаточно сложную задачу. Правильно выбранный электродвигатель должен обеспечить выполнение технологического процесса при наименьших затратах энергии, наименьшей установленной мощности и наименьших эксплуатационных затратах. Основным критерием выбора двигателя является его нагрев. Жесткие ограничения по нагреву связаны с теплостойкостью изоляции обмоток двигателей. Номинальная мощность электродвигателей определяется исходя из допустимого нагрева изоляции. При перегрузке двигателя температура изоляции увеличивается, что ведет к ее преждевременному старению и снижению срока службы машины. Максимальная температура изоляции зависит не только от нагрузки двигателя, но и от температуры окружающей среды. При расчете тепловых режимов и выборе мощности электродвигателей температуру окружающей среды принимают равной 40 °С.

Другим критерием выбора мощности электродвигателя можно считать максимальное ускорение, которое он способен обеспечить в системе следящего привода. Среднее ускорение в переходных режимах определяется отношением динамического момента к моменту инерции механической системы привода. В связи с этим часто выбирают двигатель по максимально допустимому моменту, но и в этом случае необходимо проверить двигатель на нагрев.

При выборе двигателя по мощности режим его работы играет большую роль. Режимы работы двигателей в автоматизированном электроприводе отличаются длительностью и характером приложения нагрузки, продолжительностью пауз, переходными процессами пуска и торможения. Каждый электрический двигатель рассчитывают и выпускают для конкретного режима работы, который называют номинальным.

При выборе двигателя реальный режим должен быть сопоставлен с номинальным режимом работы двигателя. Для облегчения такого сопоставления все номинальные режимы нормированы и разделены на группы. В основу классификации режимов работы положено их влияние на нагрев двигателя. В настоящее время нормированы восемь режимов работы, которые условно обозначают от S1 до S8 (ГОСТ 28173—89).

Продолжительный номинальный режим (S1) характеризуется неизменной нагрузкой, приложенной к двигателю такое длительное время, в течение которого превышение температуры всех частей двигателя достигает установившегося значения.

Кратковременный номинальный режим (S2) — это режим, при котором неизменяемая нагрузка прикладывается к двигателю на время, недостаточное для достижения установившегося превышения температуры, после чего двигатель отключается на такое время, в течение которого все части его охлаждаются до температуры, практически совпадающей с температурой окружающей среды (допустимая разность температур составляет 2°C).

Повторно-кратковременный номинальный режим (S3). В этом режиме нагрузка имеет циклический характер и состоит из кратковременных периодов неизменяемой нагрузки, в течение которых температура двигателя не достигает установившегося значения, и коротких пауз, в течение которых двигатель не успевает охладиться до температуры окружающей среды. Во время паузы двигатель отключается от сети. Продолжительность цикла в повторно-кратковременном режиме обычно принимается равной 10 мин. Кроме того, нормирована относительная продолжительность включения, составляющая 15, 25, 40 и 60%.

Существуют разновидности повторно-кратковременного режима. В повторно-кратковременном режиме с частыми пусками (S4) пусковые потери существенно влияют на нагрев двигателя. В повторно-кратковременном номинальном режиме с частыми пусками и электрическим торможением (S5) учитываются не только пусковые потери, но и потери при торможении. Из трех повторно-кратковременных режимов (S3—S5) этот режим является наиболее общим, а режимы S3 и S4 его частные случаи.

Переключающийся номинальный режим работы (S6) отличается от повторно-кратковременного режима тем, что во время паузы двигатель не отключается от источника питания, а продолжает работать на холостом ходу. Этот режим также имеет разновидности: переключающийся режим с частыми реверсами (S7) и режим работы с двумя или более скоростями (S8).

Первые три номинальных режима (S1—S3) являются основными. На рис. 5.99 показаны области работы синхронных и высокомоментных электродвигателей. Область длительного режима работы (S1) близка к прямоугольнику. При кратковременном режиме (S2) допустимый ток и момент могут быть увеличены. Увеличение допустимого момента сопровождается снижением скорости.

При выборе электродвигателя существует ряд ограничений, которые необходимо учитывать. Наиболее существенными являются ограничения по перегрузочной способности. Перегрузка синхронных и высокомоментных

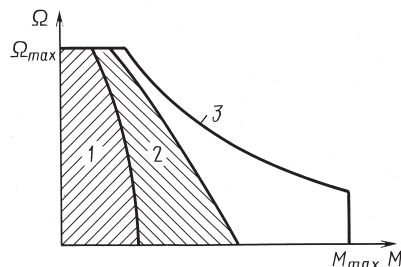


Рис. 5.99. Области допустимых нагрузок синхронных и высокомоментных электродвигателей:

1 — в продолжительном режиме (S1); 2 — в кратковременном режиме (S2); 3 — коммутационная кривая, используемая для разгона и торможения с наибольшим быстродействием

двигателей лимитируется условиями коммутации. Условия коммутации зависят не только от нагрузки, но и от скорости двигателя, и обычно допустимые нагрузки двигателя по моменту задают в каталогах в виде графика. Указанные ограничения связаны с характеристиками источников питания и износостойкостью коллекторных узлов высокомоментных двигателей.

При выборе двигателя для привода конкретной механической системы станка необходимо учитывать условия окружающей среды, конструктивное исполнение электродвигателя, расположение его на станке и способ крепления. Кроме того, значение имеют эстетические соображения и гармоничность станка как единой конструкции.

Таким образом, выбор электродвигателя связан с общим анализом и синтезом электромеханической системы станка и носит итеративный характер. Предварительно выбирают двигатель исходя из кинематических характеристик привода, номинального момента и габаритных показателей. Выбор упрощается тем, что число типоразмеров специальных двигателей для станков ограничено. В процессе предварительного выбора уточняют кинематическую структуру привода подачи.

Затем выбранный двигатель проверяют по перегрузочной способности, условиям пуска и нагреву. В случае неудовлетворительного результата выбирают новый двигатель и повторяют расчет.

На заключительном этапе, после завершения процесса проектирования, выполняют полный динамический расчет следящего привода. Только в этом случае можно с уверенностью сказать, что двигатель выбран правильно и привод обеспечивает заданные динамические характеристики. Сложность электромеханических расчетов, сопровождающих такой выбор, требует применения численных методов и использования компьютеров. Только так можно сопоставить несколько вариантов и синтезировать оптимальную систему.

Рассмотрим более подробно этапы, связанные непосредственно с процессом проектирования.

Под кинематическими характеристиками обычно подразумевают вид перемещения, осуществляемого проектируемым приводом (поступательное или вращательное), тип выходного звена и диапазон скоростей рабочих, установочных и ускоренных перемещений. Тип выходного звена зависит от вида реализуемого перемещения и конструктивных особенностей станка. Диапазон скоростей рабочих перемещений $S_{\max}/S_{\min}$ зависит от вида и характера процессов резания, выполняемых на данном станке, и может быть определен с помощью таблицы режимов резания. Скорость установочных перемещений $S_{\text{уст}}$ определяется требованиями к точности позиционирования инструмента относительно обрабатываемой детали и связана с конструкцией привода и направляющих. Например, скачковый эффект, возникающий в направляющих скольжения, лимитирует точность позиционирования и скорости установочных перемещений. Современные электроприводы способны обеспечить плавное вращение вала двигателя при частотах менее $0,1 \text{ мин}^{-1}$, что вполне удовлетворяет требованиям к скорости установочных перемещений. На ускоренные перемещения должно затрачиваться минимальное время. Их скорость $S_{\text{уск}}$ лимитируется минимальной предельной скоростью, допускаемой элементами механической части привода или макси-

мальной частотой двигателя. Связь между линейной скоростью перемещаемого узла S , мм/мин, и частотой вращения двигателя n , мин⁻¹, устанавливается зависимостями:

для винтовых и червячно-реечных передач

$$n = Si_p/p;$$

для зубчато-реечных передач

$$n = Si_p/(\pi D),$$

где p — шаг винта или червяка, мм; D — делительный диаметр шестерни, мм; $i_p > 1$ — передаточное отношение дополнительного редуктора.

В рабочем диапазоне частот двигатель должен работать с постоянным моментом длительное время (режим S1). Момент, развиваемый двигателем $M_{\text{ном}}$, должен преодолевать моменты сопротивления от сил резания M_p и трения $M_{\text{тр}}$, возникающие в механической части привода и направляющих:

$$M_{\text{ном}} \geq M_p + M_{\text{тр}}.$$

При установочных и ускоренных перемещениях $M_p = 0$. Момент на двигателе от сил, действующих на перемещаемый с помощью винтовой или червячно-реечной передачи узел, определяется выражением

$$M = \frac{pF}{2\pi i_p \eta},$$

а от сил, действующих на перемещаемый с помощью зубчато-реечных передач узел, выражением

$$M = \frac{FD}{2i_p \eta},$$

где F — сила, действующая на перемещаемый узел, Н; $\eta = \eta_{\text{п}} \eta_{\text{р}}$ — суммарный КПД передачи и дополнительного редуктора.

Учитывая вышесказанное, требования для предварительного выбора двигателя можно сформулировать в следующем виде:

$$n_{\text{дв min}} \leq n_{\text{уст}} \text{ и } n_{\text{дв min}} \leq n_{S \text{ min}};$$

$$n_{\text{дв max}} \geq n_{\text{уск}};$$

$$M_{\text{ном}} \geq M_p + M_{\text{тр}} \text{ при } n_{S \text{ min}} \leq n_{\text{дв}} \leq n_{S \text{ max}};$$

$$M_{\text{ном}} \geq M_{\text{тр}} \text{ при } n_{\text{дв}} \leq n_{S \text{ min}} \text{ и } n_{S \text{ max}} \leq n_{\text{дв}},$$

где $n_{\text{уст}}$, $n_{S \text{ min}}$, $n_{S \text{ max}}$ и $n_{\text{уск}}$ — частоты вращения двигателя, соответствующие скоростям установочных, рабочих и ускоренных перемещений; $n_{\text{дв min}}$, $n_{\text{дв max}}$ и $n_{\text{дв}}$ — соответственно минимальная, максимальная и текущая частота вращения двигателя.

Предварительно выбранный двигатель проверяют на способность преодолевать кратковременные перегрузки, возникающие при разгоне и торможении.

Момент, который двигатель должен преодолевать при разгоне, является суммой динамического момента M_J и момента от сил трения холостого хода $M_{\text{трх}}$:

$$M_{\text{доп}} \geq M_J + M_{\text{трх}}. \quad (5.43)$$

В приближительных расчетах пренебрегают зазорами в механической части электропривода, а ее жесткость считают бесконечно большой. В этом случае механическую часть представляют одной вращающейся массой, закрепленной на валу электродвигателя и имеющей момент инерции, равный сумме момента инерции ротора двигателя $J_{\text{дв}}$ и приведенного момента инерции механической части привода $J_{\Sigma\text{пр}}$:

$$J = J_{\text{дв}} + J_{\Sigma\text{пр}}.$$

Динамический момент, возникающий при разгоне и торможении, определяется выражением

$$M_J = J d\Omega/dt,$$

где $d\Omega/dt$ — угловое ускорение, с^{-2} . Момент от сил трения холостого хода задается зависимостью

$$M_{\text{трх}} = \sum M_i,$$

где M_i — момент сил трения в одном из элементов привода.

Приведение масс и моментов инерции подвижных элементов механической части привода основано на энергетической эквивалентности исходной и приведенной систем. Для вращательных кинематических пар (рис. 5.100, а) уравнение, отражающее энергетическую эквивалентность элементов, имеет вид

$$J_{\text{исх}} \Omega_{\text{исх}}^2 / 2 = J_{\text{пр}} \Omega_{\text{пр}}^2 / 2,$$

где $\Omega_{\text{исх}}$ — угловая скорость вращения исходного вала; $\Omega_{\text{пр}}$ — угловая скорость вращения вала, к которому осуществляется приведение; $J_{\text{исх}}$ и $J_{\text{пр}}$ — соответственно исходный и приведенный момент инерции элемента. Принимая во внимание, что $u = \Omega_{\text{пр}} / \Omega_{\text{исх}}$, получим после несложных преобразований

$$J_{\text{пр}} = J_{\text{исх}} / u^2,$$

где u — передаточное число соответствующей кинематической пары.

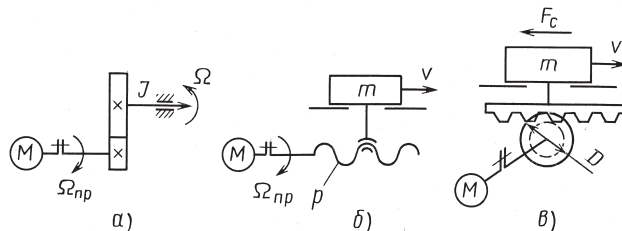


Рис. 5.100. Типовые кинематические схемы привода

Для поступательных кинематических пар уравнение, отражающее энергетическую эквивалентность элементов, имеет вид

$$mv_{\text{исх}}^2/2 = J_{\text{пр}}\Omega_{\text{пр}}^2/2,$$

где m и $v_{\text{исх}}$ — соответственно масса и скорость перемещаемого узла.

Принимая во внимание, что $v = \Omega_{\text{пр}}p/(2\pi)$ для пар с винтовой или червячной передачей (рис. 5.100,б), получим после несложных преобразований

$$J_{\text{пр}} = mp^2/4\pi^2.$$

Принимая во внимание, что для пар с зубчато-реечной передачей (рис. 5.100, в) $v = \Omega_{\text{пр}}D/2$, получим после несложных преобразований

$$J_{\text{пр}} = mD^2/4.$$

Если механическая часть состоит из нескольких последовательных кинематических пар, то операция приведения выполняется последовательно, от исполнительного органа к валу двигателя. После приведения к валу двигателя приведенные моменты инерции суммируются:

$$J_{\Sigma \text{ пр}} = \sum J_{i \text{ пр}}.$$

Среднее значение углового ускорения определяется исходя из допустимого времени работы двигателя при существенных кратковременных перегрузках:

$$\left(\frac{d\Omega}{dt} \right)_{\text{ср}} = \frac{\pi n_{\text{уск}}}{30t_p},$$

где t_p — время разгона привода до $n_{\text{уск}}$. Для большинства современных двигателей $t_p \leq 0,2$ с.

Полученное в результате значение суммарного момента сопротивления при разгоне (торможении) сравнивается [см. выражение (5.43)] с максимальным моментом, допустимым из условий коммутации и динамической прочности (см. рис. 5.99, кривая 3). Величина этого момента существенно зависит от частоты вращения двигателя и в общем случае может быть определена выражением

$$M_{\text{доп}} = \frac{1}{n_{\text{уск}}} \int_0^{n_{\text{уск}}} M_{\text{max}}(n) dn = \frac{S_k}{n_{\text{уск}}},$$

где $M_{\text{max}}(n)$ — значение максимального момента при частоте вращения n ; S_k — площадь, заключенная между кривой предельных допустимых моментов (приводится в документации для каждого двигателя) и отрезками координатных осей. На оси частот вращения этот отрезок ограничивается значениями 0 и $n_{\text{уск}}$, а на оси моментов 0 и $M_{\text{max}}(0)$. Эта площадь достаточно точно и просто может быть определена графически.

Если условие (5.43) удовлетворяется, двигатель проверяется по нагреву с помощью метода эквивалентного момента. Он удобен для выбора двигателя привода подачи, когда график нагрузки задан в виде зависимости $M(t)$. Тогда определяют эквивалентный момент за время цикла

$$M_{\text{зкв}} = \sqrt{\frac{1}{t_{\text{ц}}} \sum_{k=1}^n M_k^2 t_k},$$

где M_k — значение момента на интервале времени t_k ; $t_{\text{ц}}$ — время цикла. Полученное значение эквивалентного момента сравнивают с номинальным моментом двигателя $M_{\text{зкв}} \leq M_{\text{ном}}$.

Трудности проведения последнего расчета связаны с широким спектром возможных технологических циклов, имеющих место при эксплуатации универсального металлорежущего оборудования.

5.4.12. Приводы микроперемещений

Приводы микроперемещений применяют в станках, предназначенных для финишной обработки деталей, в устройствах коррекции и адаптивного управления при необходимости обрабатывать малые перемещения с большой точностью. Для обеспечения малого импульса движения, измеряемого долями микрометра, требуется высокая жесткость привода, что достигается при применении специальных тяговых устройств и при максимально коротких кинематических цепях. Наибольшее распространение в станках получили пьезоэлектрический, магнитострикционный и упругосиловой приводы.

В упругосиловом приводе (рис. 5.101, а) перемещение рабочего органа 1 происходит при деформации упругого элемента 2 от нагружающего устройства — гидравлического цилиндра 3. При достаточной жесткости упругое звено имеет ограниченную деформацию, поэтому иногда применяются рычажные передаточные элементы.

В магнитострикционном приводе (рис. 5.101, б) используется свойство тел из ферромагнитных материалов изменять линейные размеры при приложении к ним магнитного поля. Стержень 1 из этого материала вставляется в катушку 2, создающую при подведении к ней тока I магнитное поле. Размеры стержня изменяются пропорционально напряженности магнитного поля, и происходит перемещение жестко связанного с ним рабочего органа 3. Микроперемещения

рабочего органа получают также за счет изменения линейных размеров пьезоэлектрических элементов при приложении напряжения (пьезоэлектрический привод) либо за счет температурных изменений линейных размеров стержня при его управляемом нагреве (тепловой привод).

При наличии гидростатических опор у шпинделя или тяговых устройств малые точные перемещения с высокой разрешающей способностью в пределах зазоров между сопряженными элементами можно получать, управляя расходом смазоч-

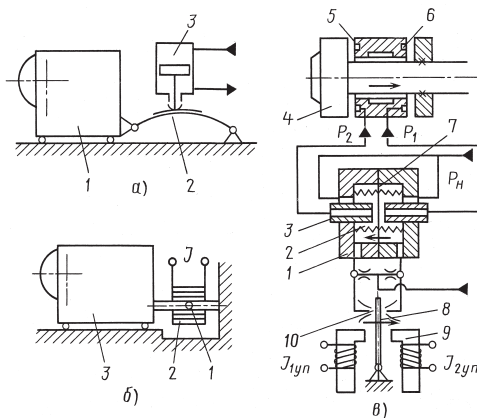


Рис. 5.101. Приводы микроперемещений

ного материала, подаваемого в соответствующие карманы опор. Привод микроперемещений с осевыми гидростатическими опорами шпинделя изображен на рис. 5.101, в.

Масло от насоса под давлением p_n поступает в дифференциальный мембранный регулятор расхода 1 и через зазоры между мембраной 7 и втулками 3 — в кольцевые карманы 5 и 6 осевого гидростатического подшипника шпинделя 4. Положение мембраны регулируется гидравлическим распределителем сопло—заслонка. При изменении электрического тока $I_{1уп}$ и $I_{2уп}$ в катушках управления 9 изменяется положение заслонки 8 относительно сопел 10, что приводит к перераспределению давлений в полостях управления регулятора и к изменению положения мембраны. Изменение сопротивления на входах в карманы 5 и 6 приводит к изменению давлений p_1 и p_2 в них. Полости управления отделяются от рабочих полостей регулятора сифонами 2.

Изменение давлений в карманах создает силу, смещающую шпиндель в осевом направлении (по стрелке) в пределах гидростатического зазора. Привод отработывает малые перемещения с точностью, измеряемой десятками и даже сотыми долями микрометра. При наличии управляемых регуляторов любые гидростатические опоры (подшипники, направляющие, передачи) могут использоваться в качестве приводов микроперемещений.

5.5. Шпиндельные узлы

Шпиндельные узлы предназначены для осуществления точного вращения инструмента или обрабатываемой заготовки. Они всегда реализуют одно из движений формообразования и оказывают непосредственное влияние на точность и жесткость станка в целом и, как следствие, являются одним из основных его узлов.

Типовая конструкция шпиндельного узла токарного станка показана на рис. 5.102. На переднем коническом конце шпинделя 2 устанавливается зажимное устройство 1 (например, кулачковый патрон), в котором закрепляется обрабатываемая заготовка.

Передней опорой шпинделя служат три радиально-упорных подшипника 3, воспринимающих как радиальную, так и осевую нагрузку. Фиксирование внутренних колец подшипников осуществляется гайкой 5 через длинную втулку 4. Это уменьшает перекося колец подшипника. Задней опорой является двухрядный подшипник 6 с короткими цилиндрическими роликами и с коническим отверстием 8 внутреннего кольца для регулирования натяга. Вращение на шпиндель передается через шкив 7.

5.5.1. Основные требования

При проектировании шпиндельных узлов необходимо обеспечить:

1. *Нагрузочную способность*, которая определяется допустимым крутящим моментом или мощностью на шпинделе.
2. *Заданную точность*, которая зависит от технологических возможностей станка.
3. *Быстроходность*, характеризующую достижение максимально возможных

скоростей резания, что оказывает решающее влияние на показатели производительности станка.

4. *Параметрическую* надежность, под которой понимается сохранение первоначальной точности во времени.

5. Возможность изменения частот вращения в широких пределах от минимальной $n_{\min}$ до максимальной $n_{\max}$, т.е. *диапазон регулирования*. Отношение $n_{\max}/n_{\min}$ в современных станках составляет 100...150 и даже более.

6. Большую *статическую жесткость*, т.е. минимальные смещения конца шпинделя в пространстве при приложении внешних сил, например сил резания, веса заготовки.

7. Высокую виброустойчивость, т.е. *динамические характеристики*.

8. Дополнительные возможности, такие, как зажим-отжим инструмента (или заготовки) и ориентацию шпинделя в заданном угловом положении при автоматической смене инструмента.

Точность и качество обработанной поверхности, возможность использования мощности главного привода непосредственно связаны с эксплуатационными параметрами шпиндельного узла, и его конструкция играет решающую роль в работоспособности станка в целом.

5.5.2. Шпиндельные подшипники

Тип подшипников назначают на основании требований по точности вращения и быстроходности с учетом условий эксплуатации.

По комплексу эксплуатационных показателей (жесткость, точность, потери на трение, надежность, стоимость, условия обслуживания и т.п.) подшипники качения превосходят другие типы опор, и им следует отдавать предпочтение. Поэтому наибольшее распространение (90% всех станков) получили подшипники качения, однако их точность ограничена 1...2 мкм. В отдельных станках при специфических требованиях к точности, демпфированию, быстроходности применяют также гидростатические, гидродинамические, аэростатические и электромагнитные подшипники.

В табл. 5.15 показаны наиболее распространенные разновидности шпиндельных подшипников качения и их особенности. Приведена относительная жесткость C^* подшипников (усредненные показатели).

Подшипники с коническими роликами (схема 1) обладают наибольшей жесткостью, минимальной быстроходностью и применяются при весьма больших нагрузках. Подшипники очень чувствительны к установке натяга, который регулируется смещением внутреннего кольца относительно наружного, например гайкой 1 (схема 1, а, б). Для повышения частоты вращения и работоспособности применяют разновидности таких опор (табл. 1.4, схема 7) с автоматическим регулированием натяга.

Широкое распространение, особенно в отечественных станках, получили *двухрядные роликовые подшипники* с короткими цилиндрическими роликами (схема 2). Внутреннее кольцо подшипника устанавливается на коническую (конусность 1:12) шейку шпинделя, благодаря чему при осевом перемещении кольца происходит его деформирование и регулирование натяга. Подшипники отличаются высокой жесткостью и виброустойчивостью, так как ролики сосед-

5.15. Шпиндельные подшипники качения

Схема	Обозначение	Жесткость C	Особенности установки
1 		1	
2 		0,95 0,5	
3 		0,2	
4 		0,7	
5 		1	

них рядов сдвинуты на полшага, что повышает стабильность жесткости по углу поворота. Величина натяга устанавливается за счет подшлифовки компенсатора 1 (который также исключает перекос внутреннего кольца подшипника) и подтягиванием гайки 2.

В последнее время для уменьшения потерь на трение используют *однорядные роликовые подшипники* (схема 2, внизу).

Шариковые радиально-упорные подшипники (схема 3) имеют максимальную быстроходность и минимальные потери на трение, но обладают наименьшей жесткостью, поэтому часто применяется их *сдвоенное* расположение (схемы 3, а—в).

При расположении по О-образной схеме (схема 3, а) обеспечивается больший эффект «заделки» шпинделя, чем в Х-образной схеме (схема 3, б), что благоприятно сказывается на работоспособности при консольных нагрузках. Осевая нагрузка воспринимается в обоих направлениях, как и в схеме 3, б.

При расположении подшипников по Т-образной схеме (схема 3, в) осевая жесткость удваивается, но осевая нагрузка воспринимается только в одну сторону. Сдвоенные подшипники выпускаются попарно и не требуют дополнительных проставочных колец.

Зазор-натяг в подшипниках регулируется за счет подшлифовки на величину

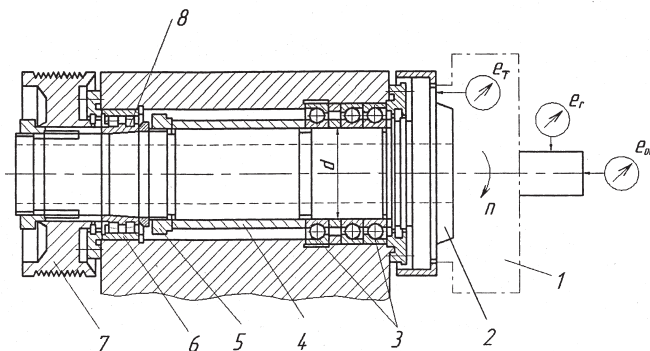


Рис. 5.102. Типовая конструкция шпиндельного узла токарного станка

ну Δ проставочных колец 1 или 2 и выборкой образовавшегося зазора гайкой 3 (схема 3, з). Для нормальной работы подшипников необходимо исключить возможность перекоса колец при монтаже. Это достигается базированием колец по торцу (схема 3, з), поджимом колец через длинную втулку 4 (см. рис. 5.102).

Для высокоскоростных узлов применяют радиально-упорные керамические подшипники, у которых из нитрида кремния выполнены только шарики. Подшипники обеспечивают примерно вдвое большую быстроходность, уменьшенный нагрев (ориентировочно в 1,8 раза) и имеют более низкие коэффициенты трения и линейного расширения (примерно на 75%).

Упорно-радиальные двухрядные шарикоподшипники (схема 4) работают в паре с радиальным и воспринимают осевую нагрузку в двух направлениях. Быстроходность подшипника выше, чем упорного подшипника (схема 5) примерно в 1,5...2 раза, а тепловыделение — меньше. Требуемый натяг выдерживается за счет толщины B кольца 1 (схема 4).

Упорные шариковые подшипники (схема 5) применяются при средних частотах вращения. Для нормальной работы подшипника нужно правильно установить натяг (с помощью гайки 1, схема 5, б). Натяг должен препятствовать смещению шариков с дорожек под действием центробежных сил и исключить проворот шариков от действия гироскопического момента, возникающего из-за того, что положение оси вращения шариков постоянно меняется. Для обеспечения этих требований натяг должен возрастать пропорционально квадрату частоты вращения. На схеме 5, а показана передняя опора сверлильного станка (задняя опора аналогична), в которой для восприятия большой осевой силы предусмотрен упорный подшипник 1.

Применение гидростатических опор целесообразно в точных (с погрешностью около 2 мкм и менее) и тяжелых станках, а также в машинах, где требуется высокое демпфирование (шлифовальные, зубообрабатывающие станки).

Гидродинамические подшипники применяют в станках, где частота вращения шпинделя меняется редко (шлифовальные, специальные).

Аэростатические подшипники применяют в станках особо высокой точности, например для обработки оптических изделий, где требуется обеспечить высокую точность вращения и малые тепловыделения.

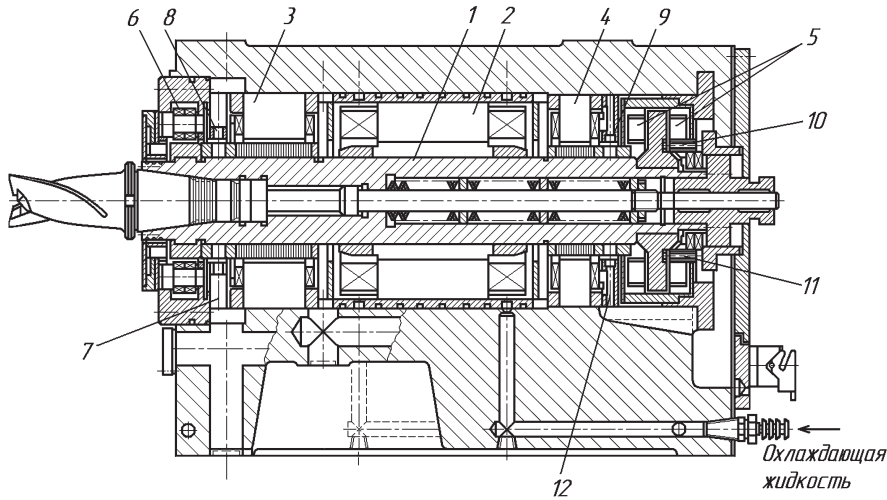


Рис. 5.103. Схема высокоскоростного шпинделя с электромагнитными опорами

Электромагнитные опоры предназначены для сверхскоростной обработки. На рис. 5.103 показана схема высокоскоростного шпинделя (с частотой вращения до $30\,000\text{ мин}^{-1}$ и мощностью до 20 кВт). Шпиндель представляет собой ротор 1, вращающийся внутри статора 2 в двух радиальных электромагнитных опорах 3 и 4 и осевой опоре 5. Для обеспечения безопасной работы при радиальных нагрузках, превышающих допустимые, или при отсутствии напряжения на электромагнитных опорах предусмотрены опоры-ловители 6, на которые ложится ротор. Для сохранения положения ротора постоянным при различных радиальных и осевых нагрузках отклонения ротора от центрального положения измеряют датчиками (радиальными 7 и 8, 9 и 12 и осевыми 10, 11). Сигналы рассогласования преобразуются управляющей ЭВМ в ток возбуждения в обмотках, чем регулируется магнитодвижущая сила, которая и возвращает ротор в исходное положение.

При проектировании таких шпиндельных узлов важно правильно выбрать радиальный зазор h_0 между ротором (шпинделем) и статором, который назначают в зависимости от диаметра D шейки шпинделя (при $D \leq 100\text{ мм}$ $h_0 = 0,3 \dots 0,6\text{ мм}$; при $D = 100 \dots 1000\text{ мм}$ $h_0 = 0,6 \dots 1,0\text{ мм}$).

Максимальная нагрузочная способность зависит от материала шпинделя и его геометрических размеров, диаметра D вала и длины L электромагнитной опоры. Предельная нагрузочная способность, H , радиальной опоры рассчитывается по формуле

$$F = \bar{F}DL,$$

где $\bar{F}$ — удельная нагрузочная способность, МПа, зависящая от марки материала, используемого для изготовления вала; D и L , см.

Предельная нагрузочная способность осевой электромагнитной опоры

$$F = \pi \bar{F}(R_n - R_b)^2,$$

где R_n и R_b — соответственно наружный и внутренний диаметр статора, см.

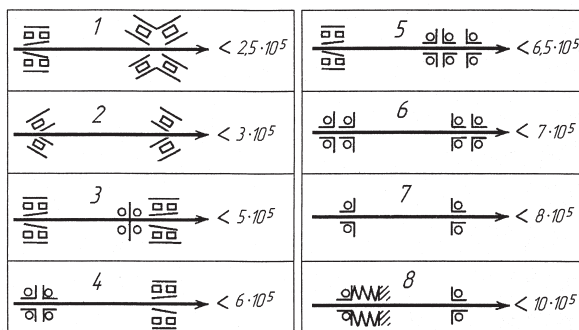


Рис. 5.104. Схема расположения подшипников в типовых шпиндельных узлах

В зависимости от материала опоры удельную нагрузочную способность выбирают в пределах $\bar{F} = 0,5 \dots 1,0$ МПа.

Принцип работы гидростатических, гидродинамических и аэростатических подшипников описан в п. 6.3.

Сравнивать подшипники разных типов можно по критерию быстроходности, который оценивается по произведению nd , где d — диаметр под шейку переднего подшипника, мм, а n — частота вращения, мин^{-1} (см. рис. 5.102).

Для разных опор достигнуты следующие максимальные значения показателя быстроходности шпинделей:

- на подшипниках качения $(2,0 \dots 2,5) \cdot 10^6$ (ограничения связаны с тепловыми процессами);
- на гидростатических $(1,5 \dots 1,8) \cdot 10^6$ (потери мощности);
- на аэростатических $(2,5 \dots 3,0) \cdot 10^6$ (потеря устойчивости);
- на электромагнитных опорах $6 \cdot 10^6$ (лимитируется механической прочностью материала шпинделя, разрушающегося от центробежных сил).

Выбор схем расположения подшипников в шпиндельных узлах осуществляется исходя из анализа быстроходности, определяемой скоростным параметром nd . На рис. 5.104 приведены типовые конструктивные схемы расположения подшипников качения и ориентировочные данные параметра быстроходности.

Достаточно высокие результаты по жесткости и быстроходности обеспечиваются схемами 3, 4, 5, однако в схеме 4 тепловые деформации могут приводить к большим осевым смещениям переднего конца шпинделя (в отличие от схем 3 и 5). Максимальная быстроходность обеспечивается при автоматическом (например, пружиной) поддержании натяга в подшипнике (схема 8).

Установка каждого дополнительного подшипника снижает быстроходность примерно на 25%. Повышение быстроходности (до 2 раз) достигается за счет применения керамических подшипников, автоматического регулирования натяга в подшипниках, использования совершенной системы смазывания.

5.5.3. Конструирование шпиндельного узла

Конструкция шпиндельного узла зависит от типа и размера станка, класса его точности, предельных параметров процесса обработки (максимальной частоты вращения, мощности привода).

Вначале формируются основные требования, предъявляемые к шпиндельному узлу. Главными здесь являются требуемая мощность, максимальный крутящий момент, что определяет основные размеры станка, и диапазон частот вращения шпинделя, который необходимо обеспечить.

Эти данные выбирают исходя из анализа режимов резания, рассчитанных для различных операций (черновых, получистовых, чистовых), например, сверление, фрезерование и т.д., а также с учетом анализа станков аналогов.

Далее выбирают тип опор и схему их расположения. Шпиндельные подшипники отличаются от обычных высокой точностью, жесткостью, низким тепловыделением и оказывают решающее влияние на работу шпиндельного узла.

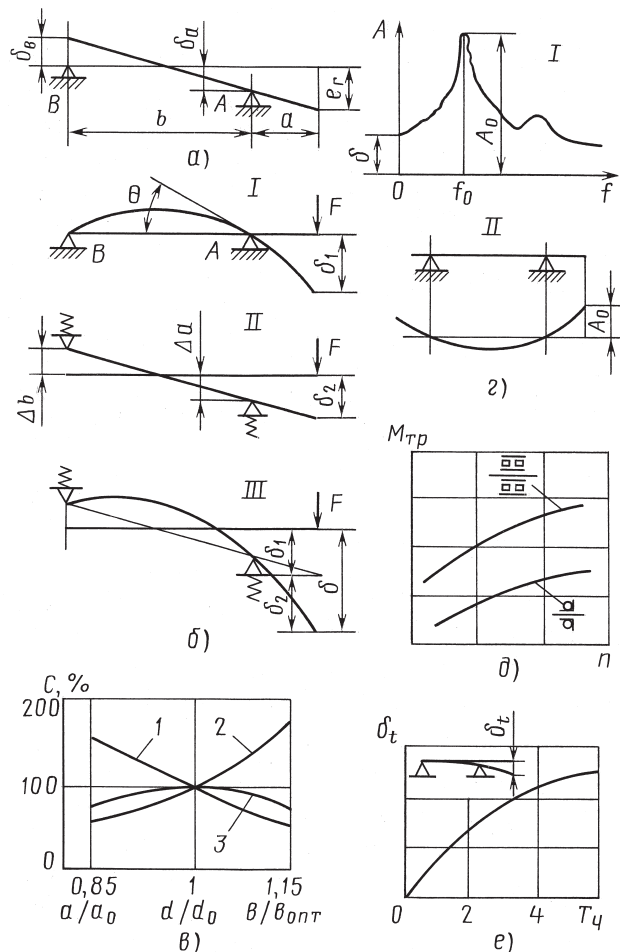
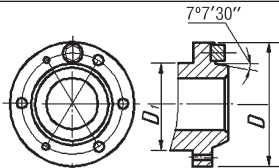
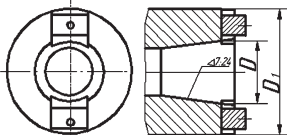
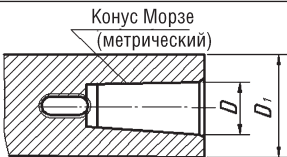
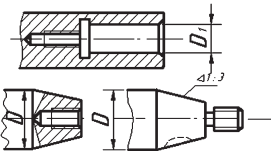


Рис. 5.105. Критерии работоспособности шпиндельных узлов:

a — схема для определения биения; b — упругие деформации; c — зависимость жесткости шпинделя от его параметров; z — амплитудно-частотные характеристики (I) и форма колебаний шпинделя (II) на резонансной частоте; d — изменение момента трения от частоты вращения; e — температурная деформация конца шпинделя

5.16. Передние конусы шпинделей

Конструктивное исполнение	Применение в станках
	Токарно-револьверных, шлицешлифовальных и др.
	Фрезерных, многоцелевых расточных
 Конус Морзе (метрический)	Сверлильных и расточных
	Шлифовальных

Одновременно с этим необходимо выбрать предварительные геометрические размеры шпиндельного узла. К ним относятся: диаметр d шейки шпинделя под передней опорой (см. рис. 5.102) и задней, вылет a шпинделя (рис. 5.105, a) и расстояние b между опорами. При выборе этих размеров необходимо помнить, что они оказывают влияние на точность, жесткость и динамические характеристики.

Конфигурацию переднего конца шпинделя выбирают в зависимости от способа крепления инструмента или заготовки. Так как для их крепления применяют стандартные приспособления, то передние концы шпинделей для большинства станков стандартизированы (табл. 5.16).

Диаметры D и D_1 и другие размеры конца шпинделя назначают с учетом силовых и скоростных характеристик станка. Статистические данные позволяют практически однозначно связать размеры переднего конца шпинделя с основным размером станка (табл. 5.17).

Диаметры шеек под подшипники назначаются конструктором с учетом быстроходности и статической жесткости. Верхнее значение диаметра ограничено максимальной частотой и нагревом, а нижнее — жесткостью.

Для скоростных шпинделей используется схема крепления инструмента типа HSK (рис. 5.106). Это связано с возникшими проблемами при переходе на ча-

5.17. Параметры шпинделя в зависимости от основного размера станка

Токарные станки												
Наибольший диаметр обработки, мм	125		160		200		250		315		500	
Максимальный диаметр D шпинделя, мм (см. табл. 5.16)	92		108		133		165		210		380	
Посадочный диаметр D_1 под зажимное устройство (патрон), мм	53,975		63,513		82,563		106,375		139,719		285,775	
Фрезерные станки												
Ширина стола, мм	100		125	160	200	250	320	400	500		630	
Номер конуса под инструмент	30			40		45 (50)			50		60	
Диаметр D_1 шпинделя, мм (см. табл. 5.16)	69,832		88,882		101,6; 128,57			128,57		221,44		
	70		90		100; 125			125		220		

Примечание. D_1 в верхней строке для фрезеровочных станков выполняется по заказу.

стоты вращения $8000 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$ и выше и было обусловлено самим принципом зажима. При использовании крутого конуса $7:24$ инструмент базируется в шпинделе по образующей конуса. Между фланцем инструмента и торцом шпинделя всегда существует зазор. При вращении шпинделя на высоких скоростях за счет центробежных сил его посадочное отверстие увеличивается. Поскольку вспомогательный инструмент с крутым конусом постоянно находится под нагрузкой со стороны механизма зажима, это приводит к тому, что оправка

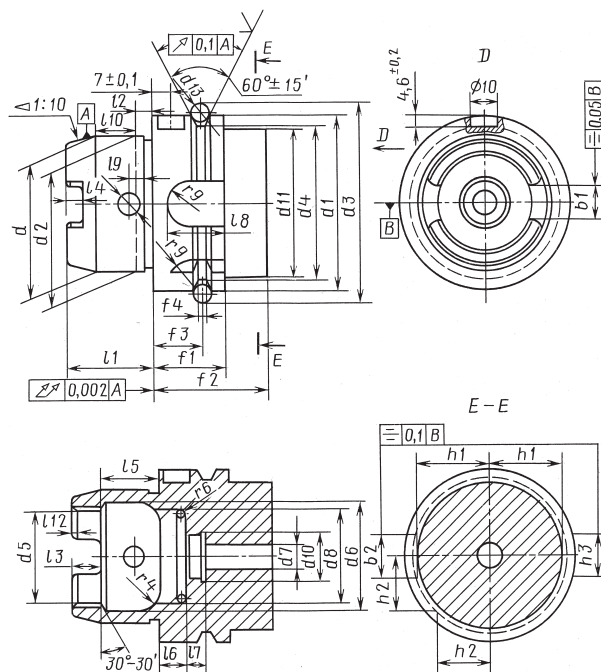


Рис. 5.106. Схема конуса типа HSK

затягивается глубже в шпиндель. Это вызывает изменение вылета инструмента относительно базовой плоскости.

Отличительной особенностью соединения типа HSK (ГОСТ Р 51547—2000) является контакт оправки со шпинделем станка по двум поверхностям: торцу и конусу. Конусность хвостовика 1:10, и он существенно короче (почти в 2 раза) конуса 7:24. Благодаря такому решению не возникает проблем, описанных выше при высоких скоростях. Однако точность изготовления всех оправок весьма высокая и разноразмерность диаметров конической поверхности всех оправок не превышает 5...6 мкм. Ниже приведены размеры конусов схемы HSK и примерные максимальные частоты вращения $n_{\max}$, мин⁻¹, допускаемые данным хвостовиком.

Номер конуса	d_1 , мм	d_2 , мм	l_1 , мм	l_2 , мм	f_1 , мм	f_3 , мм	$n_{\max}$, мин ⁻¹
32	32	24	16	3,2	20	16	50 000
40	40	30	20	4	20	16	42 000
50	50	38	25	5	26	18	30 000
63	63	48	32	6,3	26	18	25 000
80	80	60	40	8	26	18	20 000
100	100	75	50	10	29	20	16 000

Конфигурация внутренних поверхностей определяется конструкцией зажимного устройства, встраиваемого в шпиндель.

Методы смазывания опор качения во многом определяют потери, нагрев и долговечность шпиндельного узла. Недостаток смазочного материала приводит к появлению скольжения и износу тел качения. Избыток смазочного материала вызывает нагрев из-за интенсивного его перемешивания (например, при $d = 80$ мм, $nd = 1,4 \cdot 10^5$ мм/мин при увеличении расхода масла с 0,7 до 3 л/мин потери выросли с 2 до 3,6 кВт). Для достижения максимальной быстроходности нужно использовать либо минимальные (до 10 см³/ч), либо большие расходы (порядка 10⁴ см³/ч и более) для интенсивного отвода тепла. Вязкость масла существенно меньше влияет на нагрев, чем расход.

Наиболее распространенные методы смазывания показаны на рис. 5.107. При правильно спроектированной *циркуляционной* (проточной) смазке (рис. 5.107, а), когда она поступает от насоса под давлением к каждой точке смазывания, маслом отводится 50...70% образующегося тепла. В большинстве случаев циркуляционная смазка является общей и для опор шпинделя, и для коробки скоростей, что упрощает конструкцию. Расход масла Q (см³/мин) зависит от типа подшипника и частоты его вращения. Для конических роликоподшипников $Q \approx (5...10)d$, где d , мм. Для радиально-упорных подшипников при d от 30 до 150 мм $Q \approx 500...3000$ см³/мин.

Наилучшие результаты по быстроходности $(10...15) \cdot 10^5$ мм/мин показало смазывание «впрыскиванием» (рис. 5.107, б) строго дозированного объема (0,02...0,13 см³/ч) непосредственно в зону контакта тел качения. Однако здесь требуются сложные системы подвода, отвода и контроля порций подаваемого масла.

Смазывание методом «масляного тумана» (рис. 5.107, в) дает удовлетворительные результаты по потерям, обеспечивает охлаждение деталей сжатым воздухом, но экологически не в полной мере отвечает современным требованиям, так как капли масла (80...100 капель в минуту) распыляются воздухом, и эта воздушно-масляная смесь может быть в зоне нахождения оператора.

Самой неприхотливой и надежной является *пластичная* (густая) смазка, которая наносится на долгий срок (3...5 и более лет) (рис. 5.107, г).

Объем опоры заполняется на 30...40%, и нужно предусмотреть пространства 1 и 2 около подшипника для размещения вытесняемого из опоры лишнего смазочного материала. Быстроходность при этом ниже на 30%, чем при использовании жидкого смазочного материала.

Примерная зависимость быстроходности шпинделей от методов смазывания приведена ниже.

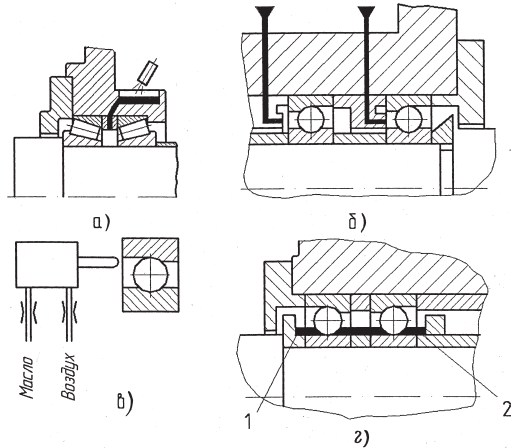


Рис. 5.107. Методы смазывания шпиндельных опор

Метод смазывания	$dn, \text{мм} \cdot \text{мин}^{-1}$
Погружением в масляную ванну	$1,0 \cdot 10^5$
Циркуляционное	$4,0 \cdot 10^5$
Обильное циркуляционное	$7,5 \cdot 10^5$
Пластичной смазкой	$3,0 \cdot 10^5$
Капельное	$5,0 \cdot 10^5$
Масляным туманом	$10,0 \cdot 10^5$
Впрыскиванием	$13,0 \cdot 10^5$

Уплотнения шпиндельных узлов служат для защиты подшипников от проникновения в них грязи, пыли и охлаждающей жидкости, а также препятствуют вытеснению смазочного материала из подшипников.

На рис. 5.108 приведены основные типы уплотнений. Контактные уплотнения (рис. 5.108, а) применяют при скорости на шейке менее 10 м/с из-за большого нагрева. Наиболее часто используют бесконтактные уплотнения (рис. 5.108, б—д).

Действие лабиринтных уплотнений (рис. 5.108, б) основано на торможении (завихрении) воздуха в узкой кольцевой щели 0,05...0,1 мм (в лабиринте 1) с последующим расширением в смежной камере 2 большого объема. В кольцевой щели давление преобразуется в скоростной напор. Потери напора обеспечивают уплотнение. Часто в лабиринтных уплотнениях используют эффект

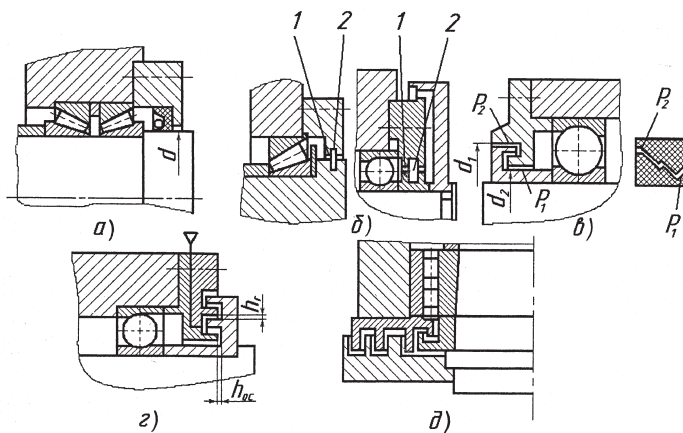


Рис. 5.108. Основные типы уплотнений шпиндельных узлов

центробежных сил (рис. 5.108, в), которые различны на разных диаметрах лабиринтного уплотнения. На большем диаметре d_1 (рис. 5.108, в, слева) эти силы больше, чем на d_2 , и происходит изменение давления $p_1 > p_2$, благодаря чему и осуществляется уплотнение. По такому же принципу работают защитные шайбы (рис. 5.108, в, схема справа) шпинделей.

При необходимости получения большой надежности к лабиринту подводят воздух (рис. 5.108, з). Особые трудности возникают при уплотнении вертикальных шпинделей, в которых используют различные сочетания лабиринтных уплотнений (рис. 5.108, д) и продувку воздухом. Для повышения герметичности радиальный h_r и осевой h_{oc} зазоры выбирают следующие (рис. 5.108, з): $h_r \approx (1,0 \dots 1,5)d_d$; $h_{oc} \approx 10d_d$, где d_d — диаметр лабиринтной щели, мм.

Механизмы фиксации деталей на шпинделе должны обеспечить тонкое регулирование и высокую надежность (исключить ослабление крепления).

На рис. 5.109 показаны различные способы фиксации крепежных элементов шпиндельного узла. Здесь фиксацию осуществляют с помощью двух гаек

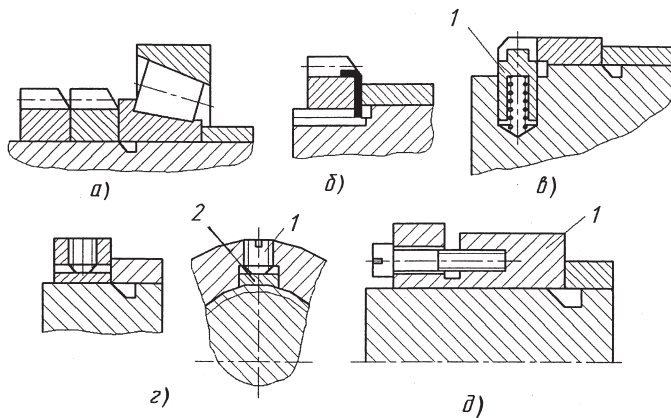


Рис. 5.109. Способы фиксации деталей на шпинделе

(рис. 5.109, а); гайкой и шайбой (рис. 5.109, б); подпружиненным фиксатором 1 (рис. 5.109, в); с помощью винта 1 и медного сухаря 2 (рис. 5.109, г); за счет деформации тела гайки 1 (рис. 5.109, д).

Тип приводного элемента, связывающего шпиндель с приводом (зубчатую, ременную передачи, муфту), выбирают в зависимости от частоты вращения шпинделя, передаваемого крутящего момента, компоновки станка, требований к точности.

Зубчатая передача (см. рис. 5.113), обладая простотой и компактностью, обеспечивает передачу больших крутящих моментов. Недостатки — ограничение частоты вращения исходя из окружной скорости передачи около 30 м/с; кроме того, погрешности передачи вызывают дополнительные динамические нагрузки в приводе.

Ременная передача (см. рис. 5.111) обеспечивает высокую плавность и применяется при окружной скорости ремня до 100 м/с. Недостаток — большие габариты.

Муфты (см. рис. 5.112) используют для связи коробки скоростей со шпинделем, благодаря чему исключают изгибную деформацию шпинделя от приводного элемента.

Материалы шпинделей и термообработки. Решающим фактором при выборе материала является обеспечение износостойкости рабочих шеек, базирующих поверхностей и стабильности размеров и формы шпинделя в процессе изготовления и эксплуатации. Для шпинделей станков нормальной точности применяют конструкционные стали 45, 50, 40Х с поверхностной закалкой (обычно закалка с нагревом ТВЧ до твердости 48...56 HRC) .

Для шпинделей сложной формы (когда индукционный нагрев затруднен) применяют стали 50Х, 40ХГР с объемной закалкой до твердости 56...60 HRC. Для прецизионных станков применяют стали 20Х, 18ХГТ, 12ХН3А с цементацией и закалкой до твердости 56...60 HRC или азотируемые стали 38Х2МЮА, 38ХВФЮА с закалкой до твердости 63...68 HRC. Такая твердость необходима для шпинделей, установленных в опорах жидкостного трения. В последнее время в быстроходных узлах в качестве материала шпинделя применяют керамику (нитрид кремния), которая имеет примерно в 1,5 раза большую жесткость (за счет модуля упругости), в 2,5 раза меньшую массу и существенно меньшую теплопроводность, чем сталь.

5.5.4. Расчет основных параметров

Критериями работоспособности шпиндельного узла являются: точность, быстроходность, нагрузочная способность, статическая жесткость, динамические характеристики, энергетические потери, нагрев опор, статические, динамические и температурные смещения конца шпинделя, ресурс работы.

Точность оценивается радиальным (e_r), осевым (e_{oc}) или торцовым (e_T) биениями (см. рис. 5.102) шпинделя, которые для станков средних размеров составляют 5...8 мкм. Подшипники выбирают примерно в 3 раза точнее, чем допустимое биение шпинделя. Наиболее точные станки имеют биение 0,01...0,02 мкм за счет применения аэро- и гидростатических подшипников.

В первом приближении радиальное биение определяется из простых геоме-

трических соотношений (см. рис. 5.105, а), учитывающих погрешности (δ_a и δ_b) передней A и задней B опор и размеры шпинделя:

$$e_r \approx \left[\delta_a + \frac{a}{b}(\delta_a + \delta_b) \right]$$

при $\delta_a = \delta_b = \delta$, $\delta = e_r b / (2a + b)$.

Погрешность посадочных поверхностей подшипников сопряженных деталей не должна превышать отклонений дорожек качения.

Рекомендации по выбору класса точности подшипников качения шпинделей в зависимости от класса точности станка приведены ниже.

Класс точности станка	Класс точности радиальных подшипников опор		Класс точности упорных подшипников
	Передняя опора	Задняя опора	
Н	5	5	5
П	4	5	5
В	2	4	4
А	2	2	4
С	2	2	2

Статическая жесткость определяется по радиальному (см. рис. 5.105,б) и осевому смещениям конца шпинделя под действием силы F . При этом суммарная деформация δ (схема III) складывается из собственной деформации δ_1 шпинделя (схема I) и деформации δ_2 опор (схема II) без учета защемляющего момента при двух и более подшипниках в передней опоре:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2;$$

δ_1 и δ_2 рассчитывают из выражений

$$\delta_1 = \frac{Fba^2}{3EJ} \left(1 + \frac{a}{b} \right);$$

$$\delta_2 = \frac{F}{b^2} \left[\frac{(a+b)^2}{C_A} + \frac{a^2}{C_B} \right],$$

где E — модуль упругости материала; J — средний момент инерции сечения шпинделя; C_A и C_B — жесткость соответствующих опор.

На рис. 5.105, в приведены графики изменения жесткости шпинделя в зависимости от изменения конструктивных параметров: вылета a шпинделя (кривая 1), его диаметра d (кривая 2) и межопорного расстояния b (кривая 3); здесь a_0 и b_0 — базовые значения; $b_{\text{опт}}$ — оптимальное значение.

Наибольшее влияние на жесткость оказывают диаметр шпинделя (примерно в четвертой степени) и его вылет (примерно в кубе). Вследствие того что межопорное расстояние b влияет на деформацию шпинделя и подшипников противоположно (т.е. при увеличении b деформация шпинделя возрастает, а

подшипников уменьшается), кривая зависимости жесткости от межопорного расстояния имеет пологий характер, и значение b можно выбирать из конструктивных соображений. Необходимо отметить, что на долю упругих перемещений устройств крепления инструмента (или детали) приходится 30...50% общей деформации, поэтому при расчете общей жесткости шпиндельного узла необходимо учитывать жесткость конического соединения.

Для расчета соединения хвостовика инструмента (или детали) с конусом шпинделя в соответствии с расчетной схемой (рис. 5.110) упругое перемещение под действием силы F , приложенной на расстоянии a от конца шпинделя,

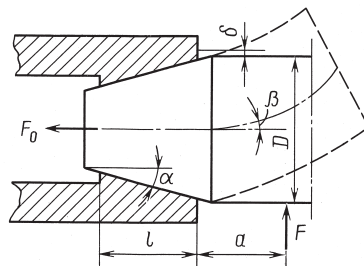


Рис. 5.110. Схема для анализа деформации конического соединения

$$y_C = \delta + \beta a,$$

где δ — смещение на краю конического соединения вследствие контактных деформаций; β — угол поворота в коническом соединении.

Для конуса 7:24 без учета погрешностей изготовления жесткость (Н/мкм)

$$C = F/y_C \approx 20D^4/a^2,$$

где D и a , см.

Погрешности изготовления конического соединения, обусловленные несопадением углов конусов отверстия и оправки, резко (в 10—15 раз при несопадении конусов 30°) снижают жесткость соединения. Для ее повышения применяют предварительную затяжку осевой силой F_0 , которая создается специальным зажимным механизмом. Предварительная затяжка силой F_0 создает среднее давление $p = 1,5 \dots 2,5$ МПа на конических поверхностях соединения.

Величина этой затяжки

$$F_0 = p\pi(D - l \operatorname{tg} \alpha) l \operatorname{tg}(\alpha + \rho),$$

где α — угол конусности; ρ — угол трения (обычно $\rho = 12 \dots 14^\circ$).

Для конуса 7:24 при давлении $p = 2$ МПа сила затяжки составляет для конусов: № 30 — 3,2 кН; № 40 — 6,4 кН; № 45 — 10 кН; № 50 — 15 кН.

Достигнутая на практике статическая жесткость шпинделя (Н/мкм) составляет примерно $(4 \dots 5)d$, где d измеряется в миллиметрах. Следует стремиться к максимальной жесткости, для чего желательно увеличивать диаметр d , ограниченный быстроходностью.

Минимально допустимую жесткость шпинделя $C = 250 \dots 500$, Н/мкм, на участке между опорами определяют исходя из нормальной работы подшипников качения, исключающей большую неравномерность распределения нагрузки между телами качения:

$$d \geq \sqrt[4]{(0,5 \dots 1)b^3},$$

где d и b , мм. Большие значения жесткости и диаметра принимают для станков повышенной точности.

Межопорное расстояние b (рис. 5.105, а) поддается оптимизации с позиции статической жесткости и ориентировочно может выбираться из соотношений

$$\lambda = b/a \approx 2,5 \dots 3,5 \text{ или } b = (4 \dots 5)d,$$

где λ — относительное межопорное расстояние.

Допустимый угол поворота θ (см. рис. 5.105, б) шпинделя в передней опоре не превышает $0,0001 \dots 0,00015$ рад.

Динамические характеристики. Виброустойчивость станков на 40...50% определяется шпиндельным узлом. Причинами вибраций могут быть дисбаланс деталей (шкивов, втулок и т.п.), передаточные механизмы, в частности зубчатые колеса, прерывистый характер резания, переменная жесткость опор и т.п.

Наиболее характерными показателями динамического качества являются частота собственных колебаний, амплитудно-частотные характеристики (см. рис. 5.105, з, I), форма колебаний на собственной частоте (см. рис. 5.105, з, II).

Чем выше собственная частота f_0 и меньше резонансная амплитуда A_0 , тем лучшими потенциальными возможностями обладает шпиндельный узел. Обычно первая собственная частота $f_0 = 500 \dots 600$ Гц должна быть выше частоты вращения не менее чем на 30%.

Собственную частоту колебаний шпинделя, который не имеет больших сосредоточенных масс, можно рассчитать по формуле

$$f_0 = k \sqrt{\frac{EJ_a}{m(1+\lambda)^3 a^2}},$$

где m — масса шпинделя в кг; $\lambda = b/a$ — относительное межопорное расстояние; $k = f(\lambda)$ — коэффициент, зависящий от λ . При $\lambda = 2,5 \dots 3,5$ $k = 2,3 \dots 2,4$. При наличии сосредоточенных масс значение f_0 получают завышенным.

Характер и амплитуда колебаний зависят от статической жесткости и демпфирования в опорах. Меньший уровень вибраций наблюдается при использовании подшипников качения более тяжелых серий.

Расчет АЧХ, определение форм колебаний проводят с использованием специального программного обеспечения.

На следующем этапе оцениваются *тепловые деформации* шпинделя в результате энергетических потерь и нагрева опор. Энергетические потери характеризуются моментом трения (см. рис. 5.105, д) и мощностью холостого хода и учитываются при выборе опор и назначении мощности привода (особенно важно для скоростных шпинделей).

Нагревание опор приводит к изменению натяга в подшипниках (снижает работоспособность), к смещению δ_t конца шпинделя (влияет на точность — рис. 5.105, е). Избыточная температура зависит, в основном, от типа подшипника, величины натяга в нем и способа смазывания. Керамические подшипники нагреваются примерно в 1,8 раза меньше, чем стальные.

В зависимости от класса точности станков допускается следующая температура опор:

Класс точности станка	Н	П	В	А	С
Допустимая температура °С	60	50...55	40...45	35...40	28...30

Средняя установившаяся избыточная $\Delta t_{\text{и}}$ температура опор от внутренних источников ориентировочно определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{и}} = \frac{Q - Q_{\text{м}}}{[S_{\text{к}} K_{\text{к}} (1 + \psi) + K_{\text{шп}} S_{\text{шп}}]},$$

где Q — теплота от механических потерь на трение в первую очередь, от подшипников, Вт; $Q_{\text{м}}$ — теплота, отводимая маслом при циркуляционном смазывании; $K_{\text{к}}, K_{\text{шп}}$ — коэффициенты теплоотдачи соответственно шпиндельной бабки и шпинделя, Вт/(м²·°С); $S_{\text{к}}, S_{\text{шп}}$ — площади теплоотводящих поверхностей соответственно шпиндельной бабки и шпинделя, м²; $\psi = 0,15 \dots 0,2$ — коэффициент, учитывающий отвод тепла в станину (стойку).

Коэффициент теплоотдачи необдуваемой поверхност можно в первом приближении принять $K_{\text{к}} = 5 \dots 7$ Вт/(м²·°С). Поверхности, не имеющие обдува, но примыкающие к хорошо обдуваемым поверхностям, имеют $K_{\text{к}} = 12 \dots 15$ Вт/(м²·°С). Поверхности, обдуваемые воздушными потоками, создаваемыми вращающимися патронами, шкивами, шлифовальными кругами и т. п., при частоте вращения $n = 500 \dots 1000$ мин⁻¹ имеют $K_{\text{к}} = 50 \dots 60$ Вт/(м²·°С), $n = 1000 \dots 2000$ мин⁻¹ имеют $K_{\text{к}} = 60 \dots 80$ Вт/(м²·°С), при $n = 2000 \dots 3000$ мин⁻¹ имеют $K_{\text{к}} = 80 \dots 100$ Вт/(м²·°С); при принудительном охлаждении воздухом $K_{\text{к}} = 100$ Вт/(м²·°С).

Коэффициент теплоотдачи с наружных поверхностей вращения шпинделя $K_{\text{шп}} = 0,587 n^{0,7} d^{0,4}$ при числе Рейнольдса $Re = v d_{\text{шп}} / \nu > 2500$, где v — окружная скорость шпинделя в м/с, ν — кинематическая вязкость воздуха, $\nu \approx 15 \times 10^{-6}$ м²/с. При медленном вращении шпинделя (при $Re < 2500$) для шпинделя и для корпуса $K_{\text{шп}}$ и $K_{\text{к}}$ в первом приближении можно принять $5 \dots 7$ Вт/(м²·°С). Теплота $Q_{\text{м}}$ рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{м}} = C_{\text{м}} \rho (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}) Q_{\text{с}},$$

где $C_{\text{м}}$ — теплоемкость масла [$C_{\text{м}} \approx 1880$ Дж/(кг·°С)]; ρ — плотность масла ($\rho = 880$ кг/м³); $Q_{\text{с}}$ — расход масла, м³/с; $t_{\text{вых}}$ и $t_{\text{вх}}$ — температура масла соответственно на выходе и входе системы. При отсутствии данных в первом приближении можно принять $t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}} = 5$ °С.

Ресурс работы определяется износом опор и не регламентируется. Долговечность подшипников качения зависит от чистоты смазочного материала и составляет 10 000...30 000 ч.

5.5.5. Примеры конструкций шпиндельных узлов

В шпиндельном узле (рис. 5.111) токарного модуля в качестве опор используются радиально-упорные подшипники 7 и 8 как в передней, так и задней опоре. Для уменьшения тепловых смещений переднего конца шпинделя его осевая фиксация производится в передней опоре, а задняя опора выполнена плавающей. Передача вращения от двухскоростной планетарной коробки скоростей 1 (с передаточными отношениями 1:1 и 1:4) на шпиндель осуществляется через шкив 5 ременной передачи. Угловое положение шпинделя контролируется дат-

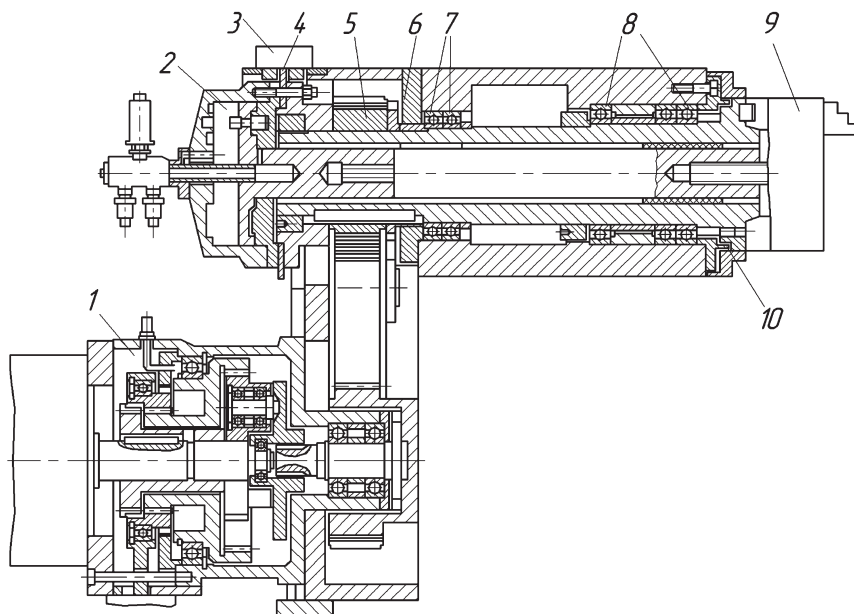


Рис. 5.111. Шпиндельный узел токарного станка

чиком углового положения (не показан), вращение на который передается через зубчатый ремень шкивом 6. Зажим шпинделя в требуемом угловом положении производится пневмоцилиндром 3 через диск 4. Зажим заготовки в патроне 9 осуществляется пневмоцилиндром 2. Вследствие высокой частоты вращения ($\sim 6000 \text{ мин}^{-1}$) предусмотрены лабиринтные уплотнения 10 шпиндельного узла.

Шпиндель 1 многоцелевого станка (рис. 5.112) установлен в радиально-упорных подшипниках, причем наибольшая осевая составляющая силы резания передается через два подшипника на бурт 3.

Зажим оправки с инструментом, устанавливаемой в конусе 2 шпинделя, про-

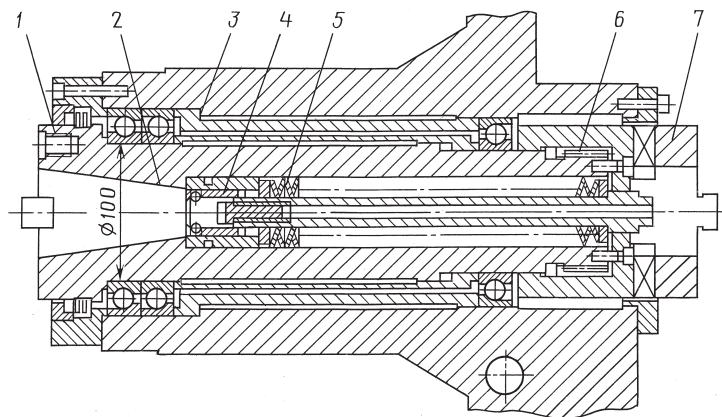


Рис. 5.112. Шпиндельный узел многоцелевого станка сверлильно-фрезерно-расточной группы

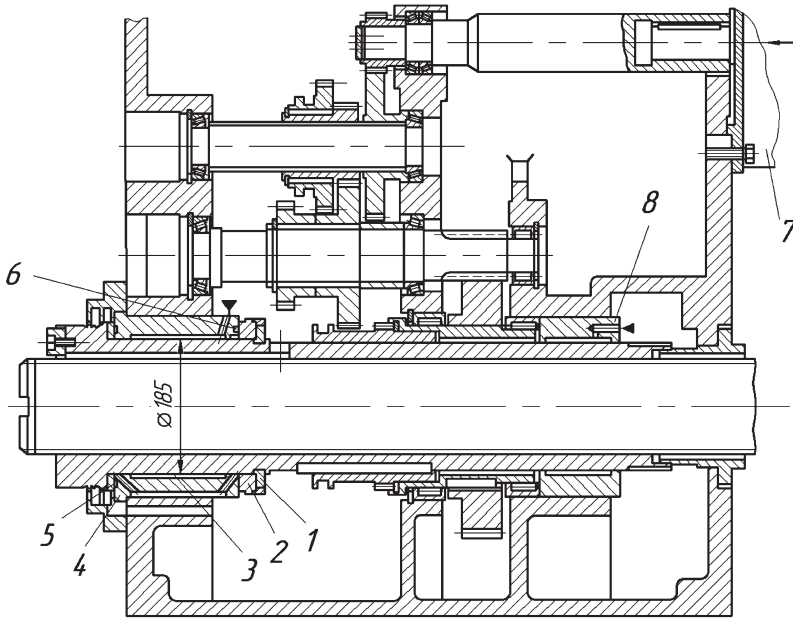


Рис. 5.113. Шпиндельный узел горизонтально-расточного станка на гидростатических подшипниках

изводится тарельчатыми пружинами 5 с помощью шарикового зажимного механизма 4.

Вращение от коробки скоростей (на рисунке не показана) на шпиндель передается через «плавающую» кулачковую муфту 7 и зубчатую муфту 6.

Шпиндельный узел горизонтально-расточного станка на гидростатических подшипниках показан на рис. 5.113. Радиальные гидростатические подшипники передней и задней опор образованы четырьмя карманами 3 в каждой из втулок 4 и 8. При возникновении нагрузки происходят смещение шпинделя и перераспределение давления по карманам. Осевая нагрузка воспринимается опорами с кольцевыми проточками 5 и 6, выполненными во втулке 4. Для упрощения регулирования зазора в осевом подшипнике (между втулкой 4 и кольцом 2) предусмотрено съемное кольцо 1, состоящее из двух половин.

Вращение на шпиндель передается от двигателя постоянного тока 7 через четырехступенчатую коробку скоростей.

В последнее время все большую популярность получают мотор-шпиндели (рис. 5.114). Он представляет собой шпиндель, объединенный с двигателем, так что не требуется дополнительных устройств для передачи крутящего момента. Как правило, шпиндель и является ротором двигателя. На представленном примере шпиндель 1 установлен в составном корпусе. В качестве передней опоры используются радиально-упорные шарикоподшипники 2, а задней 4 — однорядный роликовый подшипник с цилиндрическими роликами. Обмотка ротора 3 устанавливается непосредственно на шпинделе, а в корпусе устанавливается обмотка статора 5.

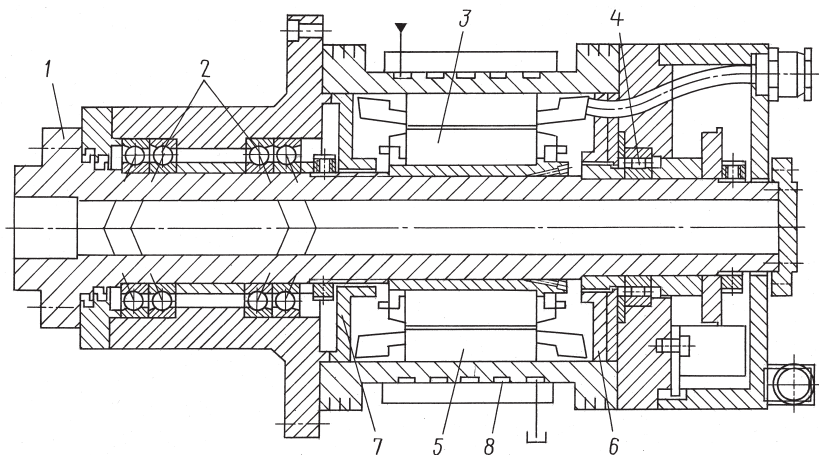


Рис. 5.114. Мотор-шпиндель

В такой конструкции обмотки ротора и статора находятся непосредственно в одном корпусе со шпинделем и опорами, и вся теплота, выделяемая ими (значительная по сравнению с другими элементами конструкции) передается на шпиндель и корпус шпинделя, что приводит к тепловым деформациям всей конструкции. Поэтому одной из основных проблем при проектировании мотор-шпинделей является обеспечение качественного охлаждения. Решить данную проблему можно конструктивными приемами и непосредственно принудительным охлаждением. В конструкции устанавливают перегородки 6 и 7 между опорами и статором с ротором, которые делают полыми для уменьшения теплоотдачи между подшипниками и статором. Часто внутри перегородок предусматривают охлаждение. Для эффективного охлаждения разрабатывают систему

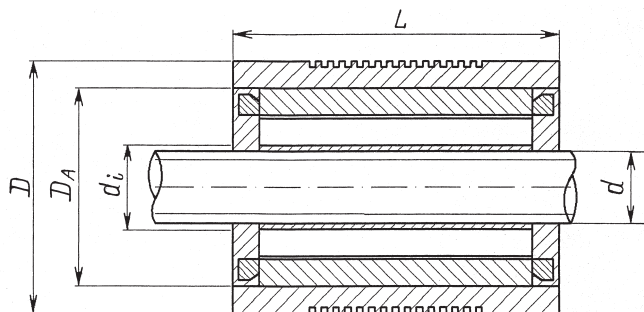


Рис. 5.115. Схема двигателя с полым ротором фирмы Siemens для мотор-шпинделей

каналов, по которым циркулирует охлаждающая жидкость. Как правило, каналы 8 идут по периметру корпуса по винтовой линии в области обмотки статора.

Многими фирмами, среди которых и фирма Siemens (Германия), выпускаются специальные модули, которые представляют собой корпус со статором и полый ротор (рис. 5.115). С использованием такого модуля можно спроектировать

мотор-шпиндель требуемой конструкции. Некоторые параметры таких двигателей приведены ниже:

Тип	L , мм	D , мм	D_A , мм	d_i , мм	d , мм	P , кВт	M , Н·м	$n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	n_{max} , мин ⁻¹
1FE1 052	220	115	103,5	42	33	11	20	5500	12000
1FE1 054	320	115	103,5	42	33	23	37	6000	12000
1FE1 091	150	205	180	92	67	10	28	3500	7000
1FE1 092	200	205	180	92	—	24	66	3500	7000
1FE1 093	250	205	180	92	67	37	100	3500	7000
1FE1 114	310	250	220	110	82	42	200	2000	6500

Распространенные устройства и механизмы станков

6.1. Механизмы автоматической смены инструмента

6.1.1. Инструментальные системы станков и автоматизированных технологических комплексов

Система инструментального обеспечения (СИО) автоматизированного производства включает в себя склады-накопители, магазины, устройства смены, поиска и контроля инструмента, а также другие средства для решения задач учета, хранения, выбора, транспортирования, замены, зажима, измерения, настройки, диагностирования состояния инструмента и адаптивного управления технологическим процессом. Гибкая СИО, построенная на основе компьютерных технологий, позволяет уменьшить запасы инструмента, сократить его номенклатуру и время поиска, повысить коэффициент использования оборудования и качество обрабатываемых деталей. Поэтому грамотное проектирование основных элементов СИО является важной предпосылкой повышения технического уровня и эффективности использования станков и автоматизированных технологических комплексов.

Инструментальная оснастка для станков с ЧПУ состоит из режущего и вспомогательного инструментов. Классификация систем инструментальной оснастки для наиболее распространенных типов станков с ЧПУ токарной, сверлильно-расточной и фрезерной групп приведена на рис. 6.1.

Режущий инструмент, используемый на станках с ЧПУ, может быть как универсальным, так и специализированным. Универсальный инструмент, номенклатура которого чрезвычайно широка, обычно используется для выполнения различных черновых и получистовых операций. Инструмент, специально спроектированный для станков с ЧПУ, позволяет выполнять определенные виды работ, обеспечивая наибольшую производительность, заданную точность и высокое качество обрабатываемых поверхностей на чистовых операциях. В зависимости от конструктивного исполнения инструменты могут быть цельными, сборными и блочно-модульными. Создание инструмента на базе стандартных модулей является развитием принципа агрегатирования, характерного для станкостроения. Такой подход позволяет добиться повышения универсальности инструмента, сокращения его номенклатуры, упрощения конструкции и снижения стоимости.

Разнообразие типов станков с ЧПУ требует различных способов установки и смены режущих, мерительных и других инструментов. В связи с этим широко

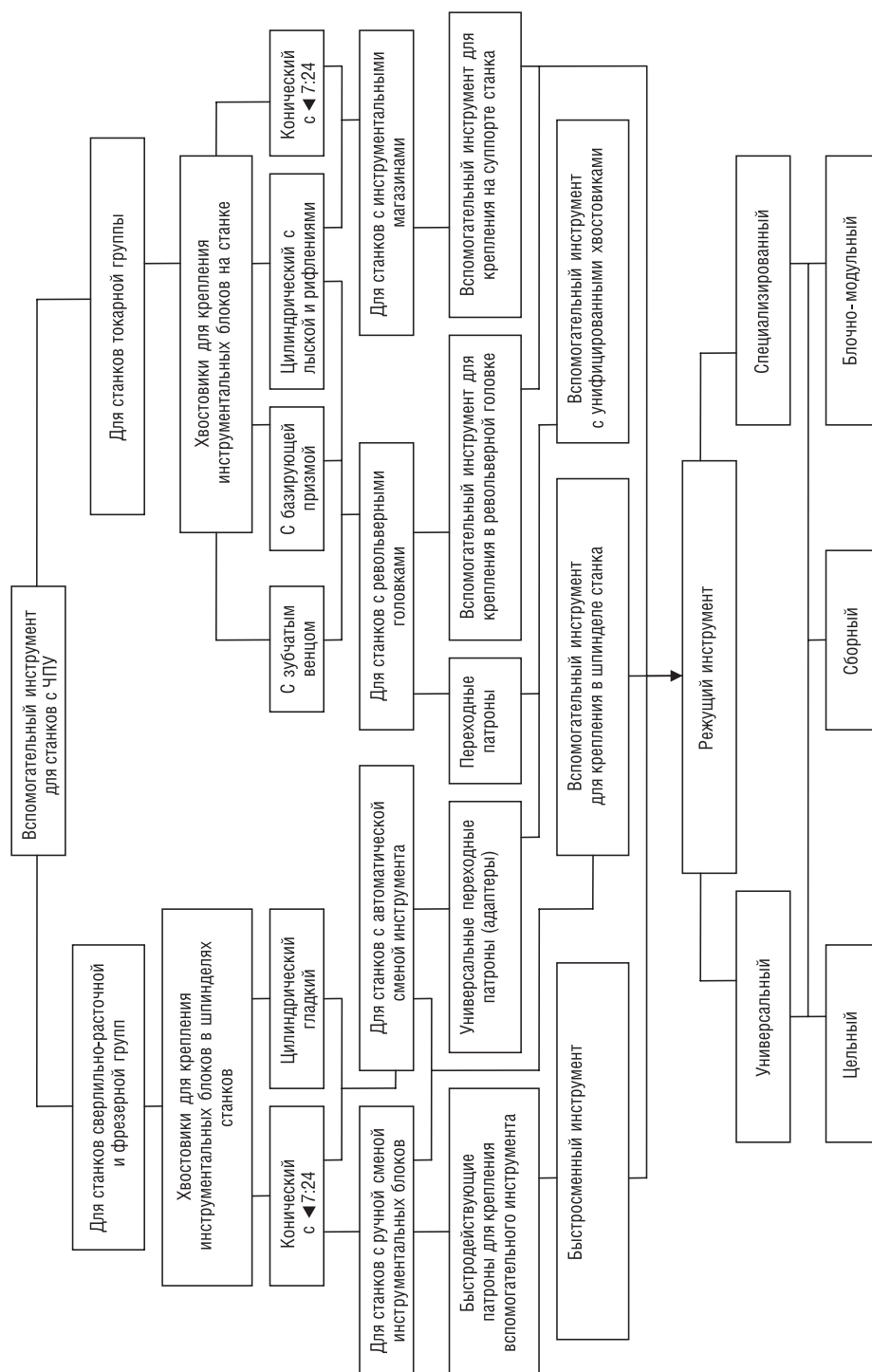


Рис. 6.1. Классификация систем инструментальной оснастки

используют вспомогательный инструмент, который представляет собой набор унифицированных державок, оправок, переходников (адаптеров), зажимных патронов и другой оснастки, обеспечивающей закрепление основного инструмента на станке, в накопителе или в приспособлении-спутнике при транспортировании внутри цеха.

Инструментальный модуль — это единый блок, рабочая часть которого (одна или несколько сменных многогранных пластин) смонтирована в корпусе таким образом, чтобы образовывать режущую часть с заданной геометрией. Корпус имеет специально выполненную хвостовую часть, рассчитанную на точное базирование и надежное закрепление в оправке. В одной оправке можно монтировать разнообразные модульные режущие головки, что придает инструментальной системе технологическую гибкость. Модулем является также и вспомогательный инструмент (например, резцедержатель, оправка или патрон для осевого инструмента). Конструктивные модули, входящие в состав инструментальной системы, могут быть быстро разобраны и вновь собраны в разных сочетаниях, в том числе в автоматическом режиме.

На рис. 6.2 показана резцовая головка модульной инструментальной системы BTS фирмы Sandvik Coromant (Швеция). Головка представляет собой часть резца с двумя парами взаимно-перпендикулярных базовых поверхностей 1, 2 и 3, 4, которые разделены фигурным пазом 5. При затягивании цилиндрического штока 6 боковые поверхности хвостовика головки деформируются и надежно прижимают ее к базовым поверхностям унифицированного резцедержателя 7, который имеет дополнительно опорную поверхность 8.

Две V-образные канавки 9 на боковых поверхностях головки служат для ее захвата при автоматической замене. Дополнительно к боковой поверхности головки может быть приклеена штриховая шкала 10 для автоматической идентификации типоразмера инструмента. Точность, определяемая полем допуска положения вершины резца при переустановке резцовой головки, составляет 4 мкм по радиусу и 10 мкм по длине и высоте. Разработано несколько типоразмеров инструментальной системы BTS с сечением резцов от 25×25 до 40×40 мм. Каждый типоразмер включает в себя резцовые головки с неперетачиваемыми многогранными пластинами 30 типов для наружной и внутренней токарной обработки.

Модульные инструментальные системы для многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станков с ЧПУ характеризуются использованием унифицированных базовых оправок 1 с конусом 7:24 (рис. 6.3). Расточные или фрезерные

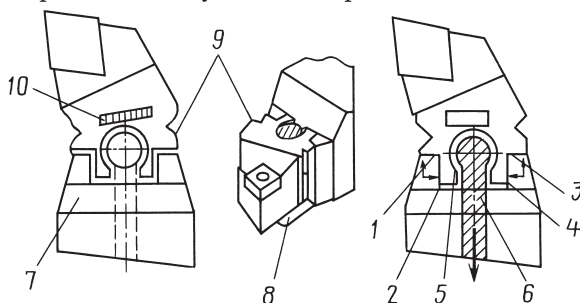


Рис. 6.2. Сменная резцовая головка модульной инструментальной системы BTS

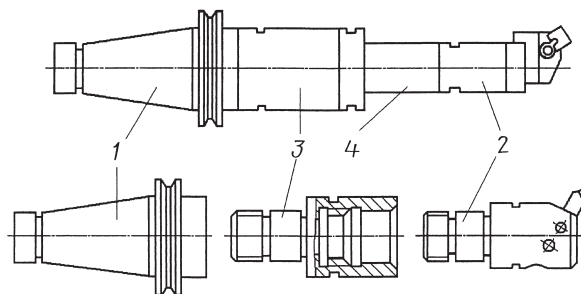


Рис. 6.3. Схема построения модульной инструментальной системы для многоцелевых станков с ЧПУ

головки 2 разных типоразмеров, выполняющие рабочую функцию, закрепляются либо непосредственно на оправке, либо через промежуточные элементы 3 (при установке меньшего по размерам инструмента) и удлинители 4 (при обработке глубоко расположенных отверстий). С помощью переходных элементов разных типоразмеров можно закреплять центровые инструменты для сверления, зенкерования, развертывания и резбонарезания.

6.1.2. Конструкция устройств автоматической смены инструмента для станков с ЧПУ

Классификация устройств автоматической смены инструмента (АСИ).

В автоматизированных станках, особенно станках с ЧПУ, при последовательной обработке деталей различным инструментом широко применяют разнообразные устройства (механизмы) автоматической смены инструмента (АСИ). Они позволяют уменьшить вспомогательное время и дают возможность производить смену инструмента в автоматическом режиме. В общем случае устройства АСИ содержат накопители инструмента (многопозиционные резцедержатели, револьверные головки, инструментальные магазины); автооператоры (манипуляторы) с захватными устройствами для съема и установки инструмента в шпиндель станка; транспортирующие и зажимные устройства, объединенные общей системой управления.

Устройства АСИ должны иметь необходимое для обработки наиболее сложных деталей число инструментов, обеспечить минимальное время его смены, быть простыми по конструкции, безопасными в работе, обладать высокой надежностью, обеспечивать удобство загрузки и высокую точность позиционирования инструмента в шпинделе станка.

Классификация устройств АСИ в соответствии со способом автоматической смены инструмента приведена на рис. 6.4.

Устройства АСИ без автооператоров представляют собой сочетание накопителя инструмента (инструментального магазина, резцедержателя или револьверной головки) и дополнительных механизмов, обеспечивающих подвод рабочего органа станка (шпинделя, суппорта) в позицию смены инструмента и обратный отвод в зону обработки, зажим и разжим инструмента, включение и выключение вращения инструментального шпинделя и другие вспомогательные операции.

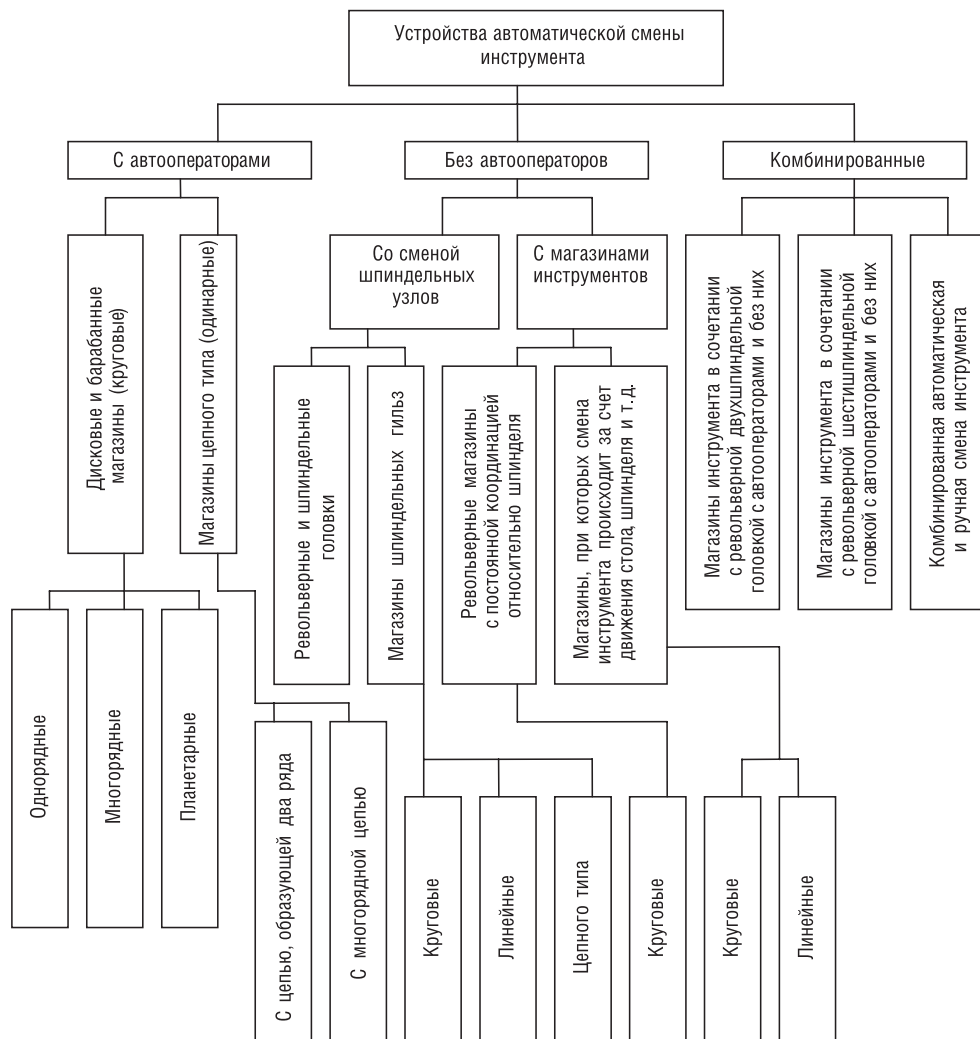


Рис. 6.4. Классификация устройств АСИ по способам смены инструмента

Резцедержатели позволяют закреплять ограниченное число инструмента (обычно от 2 до 8). Наибольшее распространение получили *поворотные резцедержатели* (рис. 6.5, а), устанавливаемые на суппортах в токарно-центровых станках с ЧПУ. Меньшее применение получили *резцедержатели линейного типа* (рис. 6.5, б), которыми оснащают некоторые патронные токарные станки с ЧПУ.

Револьверные головки (РГ) используются во многих группах станков и имеют емкость от 3 до 12 инструментов. В зависимости от компоновочной схемы РГ могут быть с горизонтальной, вертикальной или наклонной осями поворота.

В револьверных головках с *горизонтальной осью* (рис. 6.6,а) инструменты могут устанавливаться как в осевом, так и в радиальном направлении. Для радиально размещенного инструмента размерной характеристикой является вы-

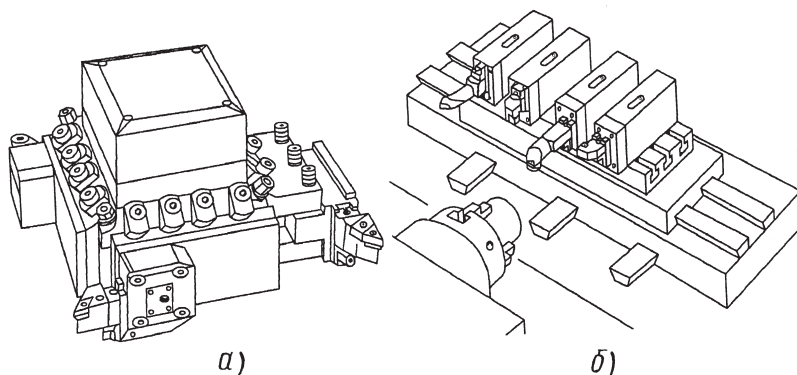


Рис. 6.5. Типы резцедержателей для токарных станков с ЧПУ:
а — поворотные; б — линейные

лет xKp , определяемый положением вершины p резца относительно центра K на оси вращения. Размер осевого инструмента характеризуется вылетом zKp вдоль оси z . Обычно такие РГ оснащаются сменными инструментальными дисками, которые крепятся к фланцу на выходном валу. Конструктивно диски исполняют с пазами или с базовыми отверстиями для установки различных типов инструмента.

В револьверных головках с *вертикальной осью* вращения (рис. 6.6, б) инструмент размещают перпендикулярно к оси поворота. Вылет инструмента определяется в двух плоскостях величинами xKp и zKp . Число позиций в таких головках обычно не превышает 8.

Револьверные головки с *наклонной осью* вращения типа «короны» (рис. 6.6, в) обеспечивают установку большого числа инструментов (свыше 12) при одинаковых с дисковыми РГ диаметральных размерах. Такая компоновка позволяет увеличить рабочее пространство в зоне обработки за счет удаления из нее неработающих инструментов.

Револьверные головки для различных групп и типов станков имеют конструктивные различия. В РГ токарных станков в установочные гнезда обычно крепятся резцы либо хвостовики центровых инструментов (сверл, разверток, зенкеров

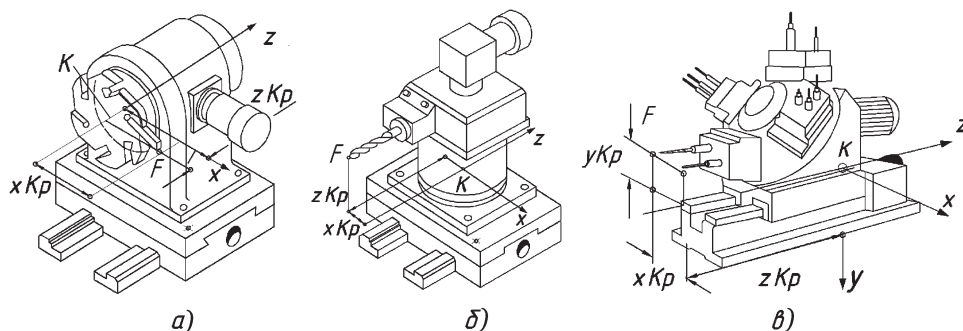


Рис. 6.6. Схемы револьверных головок:
а — с горизонтальной осью вращения; б — с вертикальной; в — с наклонной

и т.д.). Лишь в ограниченном числе позиций здесь могут устанавливаться вращающиеся инструментальные шпиндели, приводимые от отдельного двигателя. Для станков сверлильно-расточной и фрезерной групп характерно использование револьверных шпиндельных головок, в гнездах которых установлены вращающиеся гильзы с внутренним посадочным отверстием для закрепления центрального инструмента. РГ периодически поворачивается в заданную позицию и фиксируется. При этом шпиндель, находящийся в рабочей позиции, приводится во вращение от главного двигателя станка.

Механизмы АСИ с автооператором используют в качестве накопителей инструментальные магазины, которые выносятся из рабочей зоны станка. Передача инструмента в шпиндель станка и обратно в магазин осуществляется с помощью специального манипулятора — автооператора.

Инструментальные магазины обычно выполняются в виде автономных устройств (агрегатов), предназначенных для хранения значительного запаса инструмента (от 16 до 150 штук и более). На рис. 6.7 приведены наиболее распространенные схемы инструментальных магазинов, используемых в многоцелевых станках с ЧПУ. В зависимости от расположения инструмента относительно оси поворота компоновки магазинов могут быть осевыми, радиальными или наклонными (типа «короны»).

Дисковые магазины служат для накопления сравнительно небольшого числа инструмента (не более 20 при однорядном расположении). Это наиболее простые и компактные магазины. Их конструкция напоминает револьверные головки без шпиндельных гильз и механизмов зажима.

Барабанные магазины отличаются от дисковых многорядной схемой размещения установочных гнезд на торцах или внешней поверхности цилиндра либо конуса. Емкость таких магазинов — 50...60 штук. Характерным является использование многосекционных барабанных магазинов для сменных режущих головок модульных инструментальных систем.

Магазины цепного типа выполняются в виде транспортера с гибкой (цепной) связью между звеньями, несущими инструментальные гнезда. Шаг цепи транспортера определяется размерами гнезда и диаметром устанавливаемого инструмента. Длина цепи характеризует емкость магазина. Для увеличения емкости цепного магазина целесообразно переходить от простой линейной компоновки с двумя звездочками к сложным конфигурациям цепной передачи с несколькими звездочками. Цепные магазины треугольной, квадратной, прямоугольной или зигзагообразной формы позволяют увеличить емкость до 150 и более инструментов при обеспечении компактности конструкции. Цепной магазин можно расположить горизонтально, вертикально или наклонно. При этом рабочий участок цепи необходимо направить так, чтобы упростить схему передачи инструмента в шпиндель станка и обратно, не ограничивая при этом зону обработки.

Планетарные магазины отличаются наличием двух степеней подвижности: поворот карусели относительно центральной оси и дополнительное вращение одного из установленных на ней многопозиционных дисковых или барабанных инструментальных накопителей, находящегося в рабочей позиции, вокруг его собственной оси. Емкость таких многосекционных магазинов может достигать 100 и более инструментов.

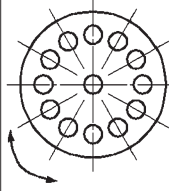
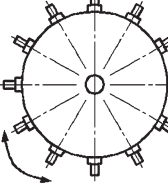
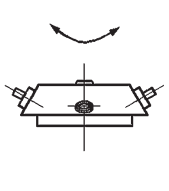
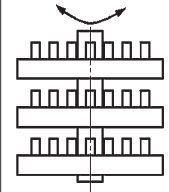
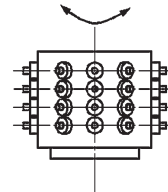
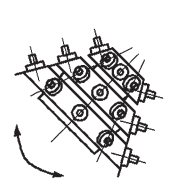
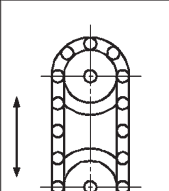
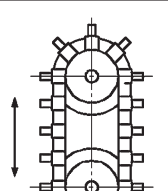
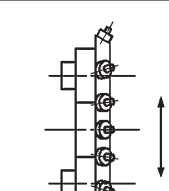
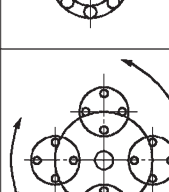
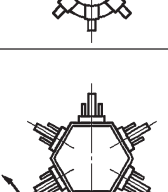
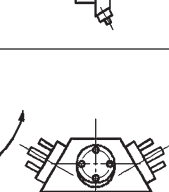
Тип магазина	Расположение инструмента относительно поворота магазина		
	Осевое	Радиальное	Наклонное
Дисковый			
Барабанный (много- рядный)			
Цепной			
Планетарный (многосекци- онный)			

Рис. 6.7. Схемы инструментальных магазинов станков с ЧПУ

В соответствии с программой обработки изделия на станке с ЧПУ автоматически выбирается из магазина необходимый инструмент и загружается в шпиндель станка или устанавливается на его суппорте. Для выполнения загрузочно-разгрузочных операций в составе системы АСИ чаще всего используются автооператоры — автоматические манипуляторы с жестко заданным циклом работы. С помощью этих устройств инструмент захватывается за фланец, извлекается из гнезда магазина, перемещается к шпинделю или резцедержателю и вставляется в него. Автооператоры должны обеспечивать надежный захват инструмента, легкое его освобождение, точное позиционирование на оси рабочего органа станка и безударную установку в посадочное отверстие или паз.

Устройства АСИ многооперационных станков сверлильно-фрезерно-расточной группы. Устройства АСИ многооперационных станков (МС) укрупненно можно подразделить на три группы:

- с инструментом, постоянно закрепленным в шпиндельных узлах, установленных в гнездах револьверной головки;
- со сменой инструмента в шпинделе станка;
- комбинированные.

В устройствах АСИ с *инструментом, постоянно закрепленным в шпиндельных узлах*, каждый из шпинделей со своими опорами в рабочей позиции получает вращение от главного привода. Револьверная головка, подобная головкам токарно-револьверных станков, устанавливается на вертикально перемещающейся каретке, которая для смены инструмента (путем поворота револьверной головки) смещается в крайнее верхнее положение. При таком решении отпадает необходимость в специальных автооператорах и транспортных устройствах, обеспечивается минимальное (2...3 с) время смены инструмента. Однако в этом случае, при приемлемых габаритах узла, количество применяемого инструмента ограничено (обычно 7—8 инструментов); необходимость поворота револьверной головки требует ее отвода и ограничивает рабочее пространство станка, не обеспечивается высокая жесткость конструкции и установки шпиндельных узлов.

Иногда для увеличения числа применяемого инструмента и расширения зоны обработки сменные шпиндельные узлы с горизонтальной осью устанавливаются в специальных поворотных дисковых магазинах. После поворота магазина очередной шпиндельный узел присоединяется к приводу главного движения и осуществляется движение продольной подачи. Но и в этом случае точность обработки зависит от точности фиксации различных шпиндельных узлов, увеличиваются масса и габариты АСИ, его стоимость.

Устройства АСИ со *сменой инструмента в шпинделе станка* различаются видом магазина, его расположением, а также наличием и видом автооператора. Независимо от типа АСИ, инструмент устанавливают в специальных стандартных инструментальных оправках, чаще всего с коническим хвостовиком с конусностью 7:24. Это позволяет легко (при отсутствии самоторможения) извлекать их из оправки шпинделя и гнезд магазина при смене инструмента.

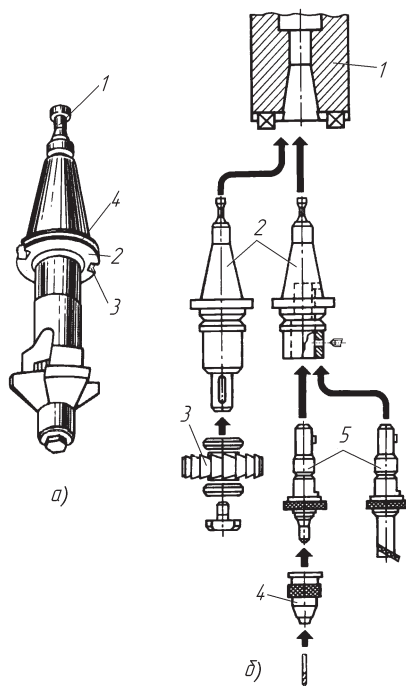


Рис. 6.8. Схема построения инструментального комплекта для многоцелевых станков:

а — инструментальная оправка с коническим хвостовиком; *б* — общая схема комплекта

В шпинделе станка оправка (рис. 6.8, *а*) при зажиме затягивается с помощью ввернутого в нее хвостовика 1; на цилиндрическом фланце 2 выполняется кольцевая канавка 4 треугольной или прямоугольной формы, с помощью которой оправка захватывается губками автооператора. Передача крутящего момента от шпинделя на оправку осуществляется торцовыми шпонками с помощью радиальных пазов 3. Наличие пазов на оправке требует предварительной ориентации оправок при их установке в гнездах магазинов-накопителей, а также ориентированного углового положения шпинделя станка при смене инструмента.

Для сокращения номенклатуры оправок разработаны унифицированные инструментальные комплекты вспомогательного инструмента МС. Схема построения такого комплекта показана на рис. 6.8, *б*. Комплект состоит из различных основных оправок 2, закрепляемых в шпинделе станка 1, переходных втулок или оправок 5, различных патронов 4, что позволяет закреплять режущий инструмент 3 различного типа и размера.

Необходимость замены основного (режущего) инструмента вместе со вспомогательным (оправками) создает свои проблемы, так как увеличиваются габариты и масса накопителей-магазинов. При значительной массе оправок возрастают требования к зажимным устройствам захватов автооператоров, ограничиваются скорости транспортирования. Поэтому в последнее время разрабатываются системы инструментальной оснастки, позволяющие для смены инструмента менять лишь инструментальные головки, а вспомогательные оправки закреплять постоянно в шпинделе станка (см. рис. 6.24 и 6.25).

Применяемые инструментальные магазины могут быть как дискового типа, так и цепного. Первые используют при сравнительно небольшом числе инструментов. При большом числе инструментов (более 30...40) обычно применяют цепные магазины, так как размеры диска становятся слишком большими. Для увеличения емкости устройств АСИ могут применяться многосекционные дисковые или цепные магазины.

Магазины могут быть расположены по-разному: непосредственно на подвижной шпиндельной бабке, неподвижно на стойке в верхней ее части или сбоку, иногда автономно рядом со станком на отдельной стойке. Ось вращения магазина может быть как горизонтальной, так и вертикальной.

При размещении магазина на шпиндельной бабке (рис. 6.9, *а*) обеспечивается постоянство расположения магазина 1 относительно оси шпинделя 3, что упрощает конструкцию и цикл работы автооператора 2, уменьшает время смены инструмента. Немаловажно, что смена инструмента может производиться без смещения шпиндельной бабки с координаты в любой ее позиции, обеспечивая высокую точность обработки соосных отверстий. Однако емкость магазина ограничена по габаритным соображениям, кроме того, при этой схеме увеличивается масса перемещаемого узла, что требует повышенной мощности привода и ограничивает скорости перемещения. Такое решение обычно применяется в небольших станках. В большинстве же случаев дисковый магазин располагается на стойке сверху или сбоку, что требует наличия дополнительных движений шпиндельной бабки или автооператора для смены инструмента. Цепные магазины с числом инструментов до 100 и более могут быть установлены сбоку

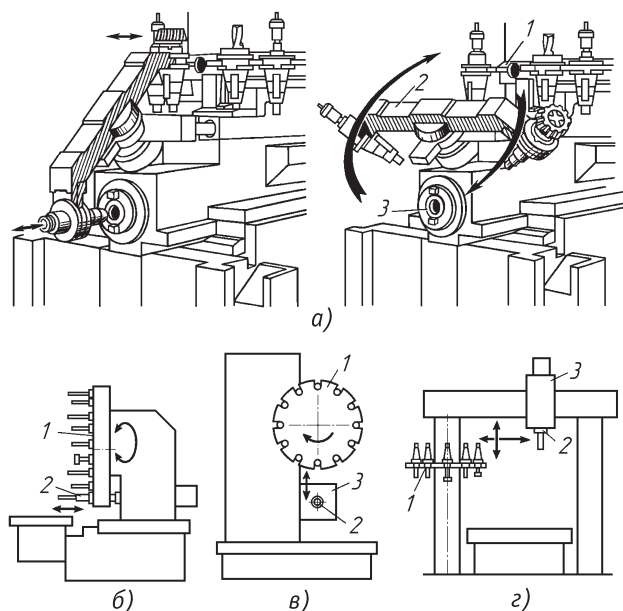


Рис. 6.9. Устройства автоматической смены инструмента с магазинами:

а — магазин установлен на шпиндельной бабке; *б* — смена инструмента при соосном расположении инструмента в магазине и шпинделе; *в* — смена инструмента при параллельном расположении инструмента в магазине и шпинделе; *з* — смена инструмента с линейным расположением инструмента в магазине

на колонне станка, однако при большем числе инструмента их обычно устанавливают на отдельной стойке.

Перегрузка инструмента из магазина в шпиндель станка в ряде случаев может осуществляться только взаимными движениями шпиндельной бабки и магазина, без манипулятора и транспортных устройств, что упрощает конструкцию устройства АСИ и цикл его работы. На рис. 6.9, б представлена схема станка, оснащенного дисковым магазином с горизонтальной осью поворота. Захват инструмента и его перемещение к заготовке через паз магазина 1 происходит при продольном перемещении пиноли шпинделя 2. Данный способ смены инструмента имеет существенные недостатки, связанные с длительными несовмещенными вспомогательными движениями пиноли, поворотом магазина и сравнительно небольшой его емкостью, недостаточной жесткостью шпиндельного узла при его значительном вылете. Кроме того, инструментальный магазин находится в рабочей зоне станка, что приводит к его загрязнению.

Для вынесения магазина из рабочей зоны станка его иногда размещают сбоку (рис. 6.9, в) или сверху. В этом случае для смены инструмента магазин 1 перемещается вниз, и требуемый инструмент устанавливается соосно шпинделю 2 станка. При движении шпиндельной бабки 3 вперед происходит его захват. Извлечение отработавшего инструмента происходит путем захвата инструментальной оправки свободным гнездом магазина и отвода назад шпиндельной бабки.

Иногда инструментальные оправки устанавливаются в линейном магазине 1 на колонне или на столе станка вне рабочей зоны, и смена инструмента в шпин-

деле 2 происходит при продольном перемещении шпиндельной бабки 3 (рис. 6.9, з).

Для сокращения времени смены инструмента при расположении магазина вне рабочей зоны применяют устройства АСИ с автооператорами. Такие устройства АСИ отличаются большим конструктивным разнообразием, что определяется многообразием инструментальных магазинов, а также их расположением и расположением инструментальных оправок в магазине (вертикально, горизонтально, наклонно). В станках среднего размера с горизонтальной осью шпинделя дисковый инструментальный магазин 1 часто располагают сверху на стойке станка (рис. 6.10, а). Тогда смена инструмента в шпинделе 3 происходит в крайнем верхнем положении шпиндельной бабки 4 с помощью двухзахватного автооператора 2, совершающего по командам ЧПУ необходимый цикл движений.

Ходом снизу вверх автооператор захватывает инструментальную оправку в гнезде магазина и движением вперед вытаскивает ее. Далее следуют смещение автооператора вниз и возврат вдоль оси в исходную позицию. Шпиндельная бабка поднимается в позицию смены инструмента, при этом оправка отработавшего инструмента зажимается нижним захватом автооператора. Автооператор совершает ход вперед вдоль оси, извлекая сменяемую оправку из шпинделя, поворотом на 180° совмещает с отверстием шпинделя новую оправку с инструментом и ходом назад вставляет ее в шпиндель. После чего шпиндельная бабка смещается в рабочую позицию, а автооператор перемещается вверх для возврата отработавшего инструмента в магазин. Поворот магазина для поиска очередного инструмента происходит при отводе автооператора в нижнюю позицию.

Несовмещенное время, идущее непосредственно на смену инструмента устройства АСИ такого типа, в станке ИР-500МФ4 составляет 6 с, однако общее время на смену (от «стружки до стружки») может составлять 16...21 с в зависимости от положения, которое занимает шпиндельная бабка после окончания предыдущего рабочего хода.

В станке с вертикальной осью шпинделя (рис. 6.10, б) автооператор 2, поворачиваясь, своими захватами зажимает инструментальные оправки в шпинделе 3 станка и в магазине 1. При ходе вниз автооператор извлекает их из шпинделя и магазина, поворачивается на 180° , меняя оправки местами, затем ходом вверх устанавливает новые оправки в шпиндель и магазин; после чего автооператор поворачивается в среднее нейтральное положение, позволяющее шпиндельной бабке 4 переместиться к обрабатываемой детали, а магазину — поворачиваться для поиска следующего по циклу инструмента.

В рассмотренных устройствах АСИ смена инструмента производится только

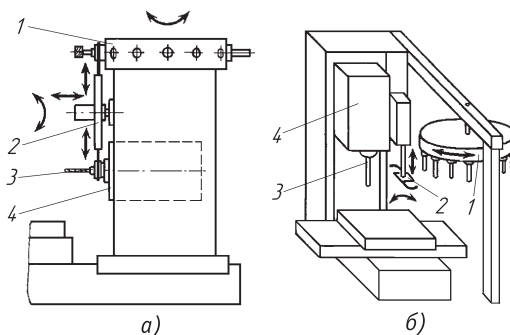


Рис. 6.10. Устройства автоматической смены инструмента с автооператорами: а — для станков с горизонтальной осью шпинделя; б — для станков с вертикальной осью шпинделя

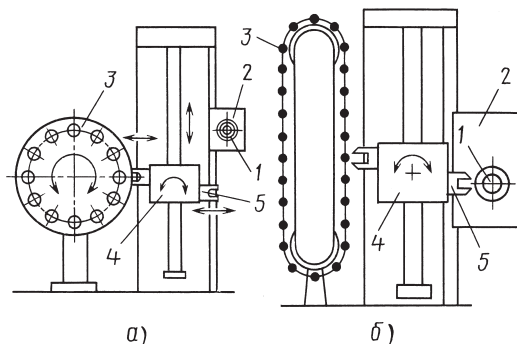


Рис. 6.11. Устройства автоматической смены инструмента с автооператором:
 а — с дисковым магазином; б — с цепным магазином

в одном определенном положении шпиндельной бабки, что увеличивает время на смену инструмента и снижает точность обработки осевых отверстий (так как позиционирование в одной и той же позиции осуществляется несколько раз). Этого недостатка не имеет устройство АСИ для тяжелых станков с дисковым (рис. 6.11,а) или цепным (рис. 6.11,б) магазином и подвижным автооператором. Автооператор 4 может перемещаться вверх и вниз по стойке станка, отслеживая положение шпиндельной бабки 2, его захваты 5 выдвигаются из корпуса

для защемления инструментальных оправок в магазине 3 и шпинделе 1 станка. Ходом автооператора вдоль оси, параллельной оси шпинделя (перпендикулярно к чертежу), происходят извлечение оправок из шпинделя станка и магазина и установка новых оправок. Замена отработавшего инструмента на новый происходит поворотом автооператора. Вращение магазина для поиска инструмента, захват и извлечение оправки, перемещение автооператора в позицию смены к шпиндельной бабке совмещаются с машинным временем; несовмещенными остаются только захват и извлечение из шпинделя оправки с отработавшим инструментом, поворот автооператора, введение оправки в шпиндель и ее освобождение от захвата.

В настоящее время разработана модульная система АСИ с боковым расположением магазинов, состоящая из унифицированных узлов (рис. 6.12). Она применяется на многих многоцелевых станках с шириной стола $B = 320 \dots 1600$ мм (максимальная масса инструмента — 15 кг). Система состоит из цепных инструментальных магазинов 44 вместимостью 20...100 шт инструментов, траверсы 42, выполненной из двух прямолинейных и среднего криволинейного участков, и автооператоров 43. Устройство универсально и может применяться для станков как с горизонтальной осью шпинделя (рис. 6.12, б), так и с вертикальной (рис. 6.12, з), а также при портальной компоновке (рис. 6.12, и). В этих случаях смена инструмента осуществляется только в одной определенной позиции шпиндельной бабки 45 или 46. При необходимости смены в любом положении шпиндельной бабки (рис. 6.12, ж) траверса устанавливается на подвижную каретку 48, перемещающуюся вдоль стойки по направляющим 47.

Перемещение автооператора по траверсе 23 и поворот его руки 4 осуществляются от общего приводного гидравлического или регулируемого электрического двигателя 17, установленного на корпусе 11 подвижной каретки. При включении электромагнитной муфты 10 вращение от двигателя через зубчатые колеса 8, 9, 12, 13 передается валу 14 с реечными колесами 15 и 19, сцепленными с зубчатыми рейками 22 и 25, закрепленными на траверсе. Каретка автооператора перемещается по направляющим 21 и 24 с помощью верхних опорных роликов 18, бо-

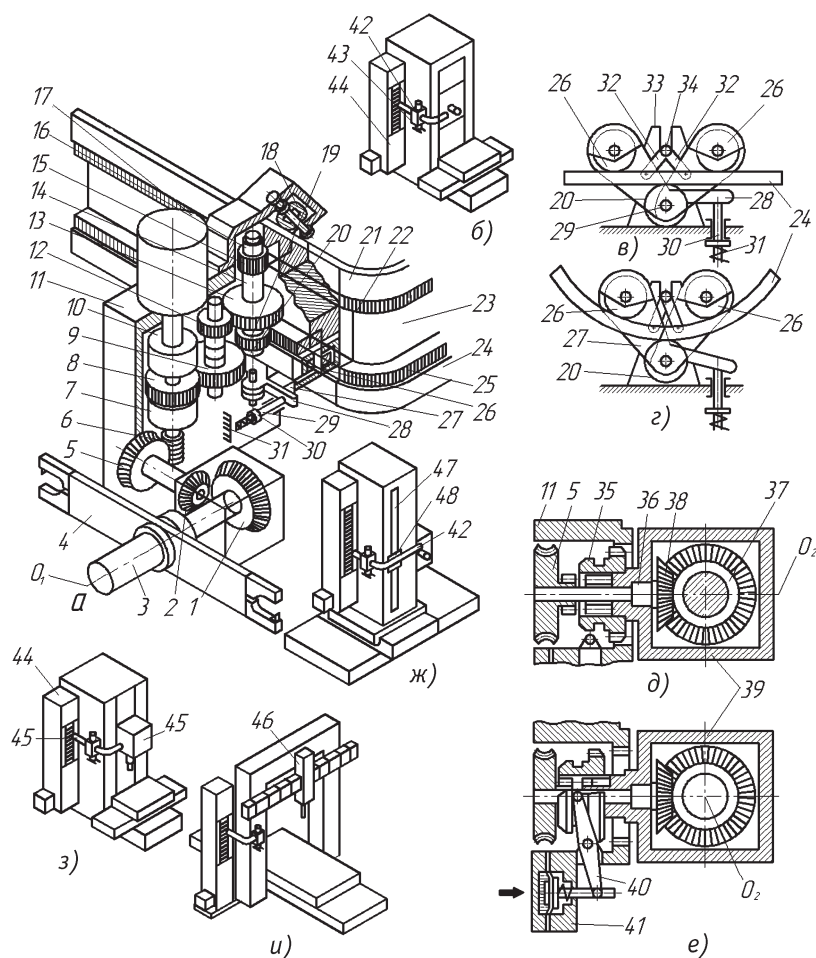


Рис. 6.12. Унифицированное устройство автоматической смены инструмента

ковых 16 и 20, а также замыкающих роликов 26 (рис. 6.12, з). При этом пружина 31 через толкатель 30, рычаги 27, 28 постоянно прижимает их к направляющей.

При движении по криволинейному участку траверсы ролики 26 поворачиваются относительно оси 29, при этом тяги 32, соединенные с рычагами 28, поворачиваются, а ролики 34 на другом их конце перемещаются вдоль паза в неподвижном кронштейне 33. При включении электромагнитной муфты 7 двигатель 17 через червяк 6, червячное колесо 5 и конические колеса 1 и 2 поворачивает руку 4 автооператора с подпружиненными захватами относительно горизонтальной оси O_1 .

Для станков с вертикальным расположением шпинделя инструмент при его смене необходимо после извлечения из магазина повернуть в вертикальное положение. В этом случае автооператор оснащается дополнительным корпусом 39 (рис. 6.12, д, е) с коническим колесом 37, который может поворачиваться относительно вала 36 с коническим колесом 38. По ступице корпуса 39 перемещается

муфта 35 с наружными (справа) и внутренними (слева) зубьями. При правом положении муфты (схема д) наружные зубья сцепляются с внутренними зубьями корпуса 11, и корпус 39 с ним жестко связывается. Следовательно, при вращении от привода червячного колеса 5 происходит поворот руки автооператора относительно оси O_1 .

Если муфта смещена влево (схема е) с помощью гидравлической диафрагменной камеры 41 и рычага 40, то она внутренними зубьями соединяет червячное колесо 5 со ступицей поворотного корпуса 39, одновременно освобождая последний от связи с корпусом 11. Таким образом, при вращении червячного колеса 5 происходит поворот на 90° корпуса 39 относительно оси O_2 и ось инструмента, находящегося в захвате руки 4, расположится вертикально. Осевое перемещение руки 4 обеспечивается с помощью гидроцилиндра 3, корпус которого с ней жестко связан, а шток неподвижен.

Автоматический поиск инструмента. Для программирования автоматической смены инструмента применяются три метода:

- установка инструмента в магазине согласно последовательности его использования;
- кодирование инструмента;
- кодирование гнезд магазина.

Если при обработке заготовки каждый инструмент используется только один раз, причем в строгой очередности, то инструментальные оправки в магазине можно установить в последовательности, соответствующей технологическому процессу, и при каждой смене инструмента смещать магазин на один шаг. Но, как правило, каждый из инструментов может применяться несколько раз, а последовательность их работы при изготовлении разных деталей изменяется. Поэтому автоматический поиск инструмента осуществляют с применением либо кодирования инструментальной оправки, либо кодирования гнезда магазина.

В первом случае (рис. 6.13) на оправке 1 устанавливаются сменные кодовые кольца 3, разделенные промежуточными кольцами 2. При перемещении магазина кодовые кольца воздействуют на конечные выключатели. При наличии нужной комбинации устройство ЧПУ обеспечивает остановку магазина в позиции, при которой необходимый инструмент находится в позиции перегрузки. Кроме кодовых колец могут применяться кодовые гребенки или штифты либо система с магнитным кодовым носителем, вмонтированным в оправку, оснащенная бесконтактным датчиком считывания кода.

При кодировании инструментальных оправок отработавший инструмент возвращается не в прежнее гнездо, а в гнездо той оправки, которая перегружается в шпиндель, что сокращает общую длительность цикла смены инструмента.

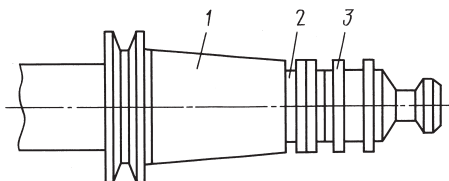


Рис. 6.13. Инструментальная оправка с кодовыми кольцами

При таком методе инструмент можно располагать в любом гнезде магазина, что исключает возможность ошибок при его загрузке. Однако этот метод имеет и недостатки — существенно усложняется конструкция инструментальных оправок; исключается возможность применения инструмента, диаметр которого

превышает шаг между гнездами магазина, так как соседние гнезда могут быть заняты другими инструментами; усложняется поиск нужного инструмента.

При кодировании гнезд магазина каждому гнезду присваивается свой номер, который вводится в нужном месте в программу работы станка. Поэтому инструмент (вместе с оправкой), взятый из определенного гнезда, должен после использования обязательно возвращаться в прежнее гнездо. Поиск нужного гнезда осуществляется с помощью различных датчиков, кинематически связанных с валом магазина (кодовые барабаны в сочетании с микропереключателями либо датчики типа вращающихся трансформаторов при следящем приводе перемещения магазина).

При кодировании гнезд магазина упрощаются инструментальные оправки и появляется возможность оставлять пустыми гнезда, расположенные рядом с теми, в которых находится крупногабаритный инструмент, что расширяет технологические возможности станка. Однако в этом случае усложняется цикл смены инструмента, так как поиск осуществляется дважды: один раз для сменяющего инструмента, второй — для отработавшего. Для исключения этого недостатка в конструкцию механизма вводят дополнительные узлы, позволяющие совместить время поиска нужного инструмента и пустого гнезда для отработавшего инструмента со временем выполнения рабочих операций. Устройство АСИ такого вида представлено на рис. 6.14.

Инструментальный магазин 5 оснащается добавочным однозахватным автооператором 4, который после поиска нужного инструмента, смещаясь в радиальном направлении, захватывает оправку (схема I). Затем осевым движением автооператор извлекает оправку из гнезда магазина (схема II), перемещает ее до совмещения с гнездом 6 позиции ожидания (схема III), обратным осевым движением вставляет оправку в гнездо позиции ожидания (схема IV) и после фиксации оправки автооператор 4 возвращается в исходное положение.

После окончания очередного рабочего перехода шпиндельная бабка 1 поднимается в позицию смены инструмента, и основной автооператор 2 поворачивается, захватывая сменяемые оправки (схема V), извлекает их из шпинделя 3 и гнезда позиции ожидания (схема VI), меняет оправки местами (схема VII). Шпиндельная бабка перемещается в рабочую позицию, и начинается следующий рабочий переход, во время которого поворотом магазина осуществляется поиск гнезда для отработавшего инструмента. Дополнительный автооператор переносит его в нужное гнездо магазина из гнезда позиции ожидания.

Иногда в небольших МС для сокращения времени смены инструмента исполь-

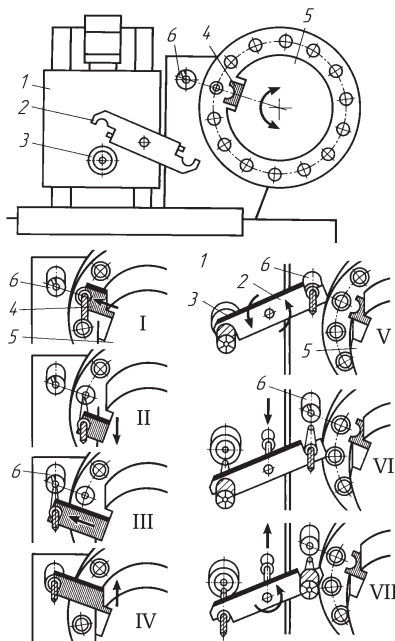


Рис. 6.14. Устройство автоматической смены инструмента в позиции ожидания

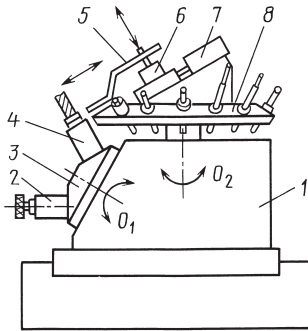


Рис. 6.15. Устройство автоматической смены инструмента с револьверной головкой и автооператором

зуются устройства АСИ *комбинированного типа*. В этом случае (рис. 6.15) шпиндельная бабка 1 оснащается обычно двухшпиндельной револьверной головкой 3. Одна из позиций 2 головки (рабочая) служит для вращения работающего инструмента, а другая 4 (диаметрально противоположная) — для смены отработавшего. Передача инструментальных оправок из магазина 8 в неработающий шпиндель и обратно осуществляется автооператором 5. Автооператор от гидроцилиндра 7 перемещается влево для захвата отработавшего инструмента, далее ходом вверх от гидроцилиндра 6 происходит извлечение инструментальной оправки из шпинделя 4. Автооператор перемещается вправо к свободному гнезду магазина, а затем ходом вниз вставляет в него оправку.

Потом автооператор отводится дальше вправо в нейтральное положение, чтобы не мешать повороту магазина относительно оси O_2 для поиска следующего инструмента. Инструмент, подготавливаемый к смене, устанавливается напротив освободившегося шпинделя 4. Автооператор переносит его в посадочное отверстие шпинделя. Несовмещенное время смены инструмента определяется временем поворота револьверной головки на 180° и ее фиксации и составляет 2...3 с.

Приводы для устройств АСИ. В устройствах АСИ широкое распространение получили автооператоры с использованием нескольких прямолинейных или вращательных движений, осуществляемых последовательно от независимых гидравлических или электромеханических приводов с координацией общего цикла через ЧПУ с помощью путевой электроавтоматики. Иногда применяются автооператоры с общим приводом, обеспечивающие заданную последовательность действий с помощью общего распределительного вала. Для перемещения (поворота) магазинов применяются обычно электромеханические приводы с нерегулируемыми двигателями и редукторами или регулируемыми высокомоментными двигателями.

Устройства АСИ токарных станков с ЧПУ. Для автоматизации процесса смены инструмента токарные станки с ЧПУ обычно оснащаются револьверными головками-накопителями (РГ). Магазины инструментов применяются реже, так как для токарной обработки одной заготовки обычно требуется не более 6...10 инструментов, а применение магазинов усложняет станок и увеличивает время смены инструмента.

Устройства с магазинами по своему принципу действия подобны устройствам АСИ многоцелевых станков; смена инструмента, установленного на вспомогательных державках с соответствующими базовыми и фиксирующими поверхностями, происходит либо с помощью специального автооператора, либо движениями крестового суппорта или магазина. На рис. 6.16 приведена схема смены инструмента с помощью автооператора 3, установленного на крестовом суппорте 2. Поиск инструмента происходит при повороте дискового магазина 4 от привода 5 (нередко применяются и цепные магазины). При необходимости замены инструмента суппорт перемещается к магазину, захваты 8 руки 7 ав-

тооператора соответствующими движениями извлекают инструментальные державки 6 из суппорта и гнезда магазина и меняют их местами при повороте руки на 180° . После ориентированной установки державки 6 в инструментальную головку суппорта она фиксируется и жестко закрепляется специальными механизмами.

Револьверные головки должны обеспечивать высокую точность позиционирования и жесткость крепления инструмента, минимальное время его смены, компактность и возможность работы во всех точках рабочего пространства станка, надежность и простоту обслуживания.

Наиболее часто применяются два основных типа револьверных головок: с вертикальной и горизонтальной осью вращения. Головки с вертикальной осью обеспечивают большую жесткость крепления инструмента, имеют небольшие размеры, однако обладают меньшей универсальностью, в них сложно устанавливать осевой, особенно вращающийся инструмент. Поэтому головки с вертикальной осью преимущественно применяются в станках большого размера, предназначенных в основном для токарных операций.

Широкоуниверсальные станки (рис. 6.17) иногда оснащаются двумя револьверными головками, установленными на крестовых суппортах 2, 3, одна из которых 1 предназначена для крепления инструмента для наружной обработки, а другая 4 — для внутренней. Для автоматизации процесса перехода на обработку других деталей в условиях единичного производства, а также при необходимости работы станка в режиме автоматической смены затупившегося или вышедшего из строя инструмента емкость револьверных головок (даже с учетом установки инструментов-дублеров в свободные позиции) часто оказывается недостаточной. Тогда станки, кроме револьверной головки, оснащаются дополнительно магазином-накопителем и автооператором (роботом-манипулятором), что делает станок существенно дороже.

Для установки и крепления режущего инструмента в револьверных головках должны быть выполнены соответствующие базовые поверхности и зажимные устройства. Иногда применяются РГ с непосредственным креплением определенного типа режущего инструмента. В большинстве случаев режущий инструмент крепится в РГ с помощью унифицированных систем вспомогательного инструмента, что дает возможность применения различного по технологическому назначению, размерам и формам режущего инструмента, предварительной выставки его на размер вне станка.

Конструкция вспомогательного инстру-

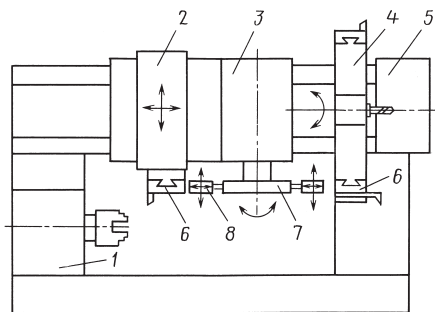


Рис. 6.16. Устройство смены инструментальных державок с помощью автооператора

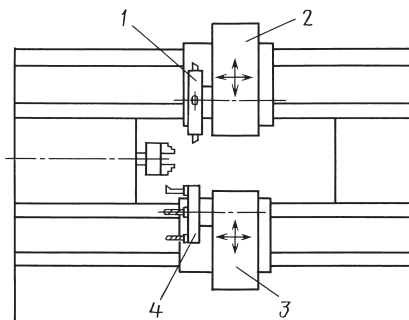


Рис. 6.17. Токарный станок с ЧПУ с двумя револьверными головками

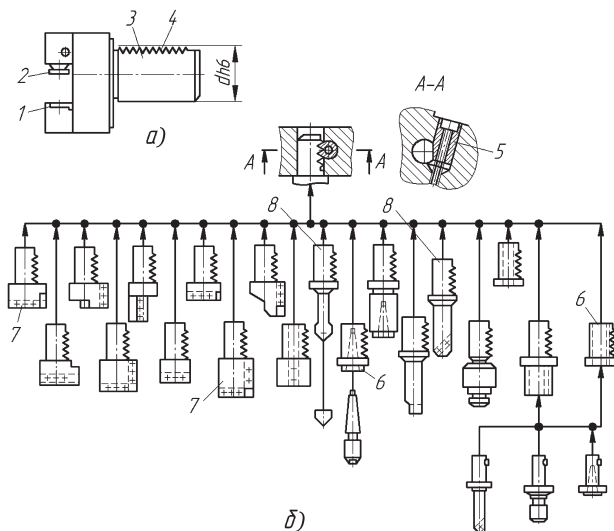


Рис. 6.18. Схема построения инструментального комплекса с базированием блоков по цилиндрическому хвостовику:

а — резцовый блок с цилиндрическим хвостовиком; *б* — общая схема комплекса

мента (инструментальных державок) определяется наличием присоединительных поверхностей для базирования его в позициях револьверной головки, а также для установки (иногда через переходные элементы) разнообразного режущего инструмента. Для автоматической смены инструмента в револьверной головке кроме этого предусматривается возможность захвата державок оператором, их ориентации и автоматического зажима. В отечественном станкостроении наибольшее распространение получили системы вспомогательного инструмента с цилиндрическим хвостовиком и рифленой лыской и с базирующей призмой с фиксатором.

В первом случае (рис. 6.18, *а*) базирование инструментальной державки осуществляется с помощью *цилиндрического хвостовика* 5, на котором выполнена плоская лыска 4 с рифлениями. Для установки резца по высоте служит прокладка 1, для его крепления — прижимная планка 2. Резцовый блок крепится в револьверной головке с помощью сухаря или клина 9, также имеющего рифления. Унифицированные вспомогательные резцедержатели 7, оправки 8 и переходные втулки 6 позволяют закреплять разнообразный инструмент.

Резцедержатели с призматической поверхностью (рис. 6.19, *а*) обычно применяются для установки на гранях револьверных головок с вертикальной осью. В продольном направлении резцедержатели фиксируются с помощью сухарей 1, которые входят в соответствующие пазы револьверной головки. Призматические резцы крепятся в пазу (открытом или закрытом); оправки с цилиндрическим хвостовиком — в цилиндрической расточке. Соответствующий комплекс вспомогательных державок и оправок (рис. 6.19, *б*) позволяет закреплять в револьверных головках все виды инструмента.

Любая револьверная головка должна содержать определенный набор систем и механизмов (рис. 6.20). Поворот инструментального диска ИД револьверной

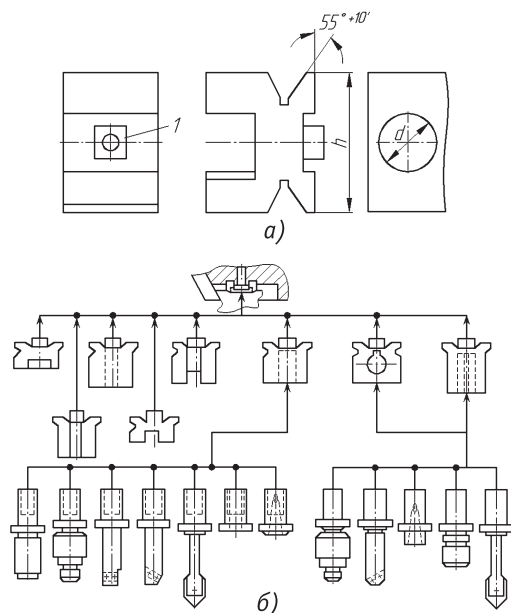


Рис. 6.19. Схема построения инструментального комплекса с базированием блоков на призму:

a — резцовый блок с базирующей призмой;
б — общая схема комплекса

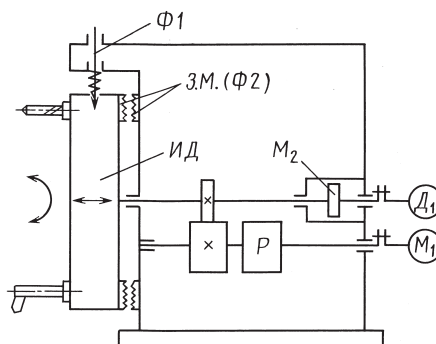


Рис. 6.20. Общая схема револьверной головки

головки обычно осуществляется от нерегулируемого электро- или гидродвигателя M_1 через понижающий редуктор P , содержащий цилиндрические и червячные передачи. Иногда применяют более дорогие, но компактные планетарные или волновые передачи. Жесткая и точная фиксация инструментального диска после поворота обычно производится закаленными и шлифованными плоскозубчатыми торцовыми полумуфтами 3.М. (Ф2) (соединение Хирта), одна из которых прикреплена к неподвижному корпусу, а другая — к инструментальному диску.

Число зубьев полумуфт выбирают кратным числу позиций револьверной головки. Так как при повороте от нерегулируемого двигателя неизбежно возникает инерционный перебег инструментального диска, то цикл его поворота в нужную позицию включает реверс вращения двигателя M_1 и предварительное фиксирование с помощью подпружиненного фиксатора Φ_1 . Иногда применяют принудительный ввод этого фиксатора в соответствующее гнездо от электромагнита или гидроцилиндра.

Расцепление зубчатых полумуфт перед поворотом и их зажим происходят за счет осевого смещения инструментального диска, которое может осуществляться от общего приводного двигателя M_1 с помощью кулачковых, винтовых или иных механических элементов либо с помощью отдельного привода с гидроцилиндром M_2 .

Сила зажима полумуфт должна быть достаточной для обеспечения неизменности положения инструмента при обработке (достигает нескольких десятков

килоньютонов). Для точного фиксированного поворота инструментального диска иногда применяются плоские или сферические мальтийские механизмы поворота.

Для контроля через ЧПУ срабатывания всех механизмов, а также для контроля установленной позиции револьверной головки применяется соответствующая система дискретных датчиков — конечных выключателей, причем датчик D_1 выполняют многопозиционным — по числу позиций револьверной головки. Для сокращения времени на позиционирование выбранного инструмента необходимо обеспечить возможность вращения инструментального диска в противоположных направлениях с переходом от одного инструмента к другому по наиболее короткому пути и исключать фиксацию промежуточных положений.

Для упрощения механической части приводов и повышения быстродействия иногда поворот револьверной головки осуществляется с помощью высокомоментного двигателя в сочетании с датчиком обратной связи, что позволяет приводу работать в следящем режиме. Однако это увеличивает стоимость револьверной головки. Конструкция револьверной головки существенно усложняется в токарных многоцелевых станках при наличии вращающегося инструмента.

В зависимости от типа привода револьверные головки подразделяют на электромеханические, гидромеханические, электрогидравлические. При выборе вида головки учитываются простота изготовления, их стоимость, надежность, удобство эксплуатации, так как по технологическим возможностям они примерно одинаковы. Покупные унифицированные револьверные головки обычно имеют электромеханический привод; гидромеханические головки более просты в изготовлении. На рис. 6.21 представлена конструкция гидромеханической револьверной головки станка мод. 1740ПФЗ.

Инструментальные державки 15 с цилиндрическим хвостовиком вставляются в отверстия 16 диска 3 револьверной головки, устанавливаемой на поперечной каретке 1 крестового суппорта. Фиксация и расфиксация револьверной головки осуществляются с помощью гидроцилиндра 13, поршень которого через шток перемещает инструментальный диск 3 и связанную с ним полумуфту 4 с торцовыми зубьями относительно неподвижной полумуфты 5. Контроль фиксации осуществляется с помощью конечных выключателей 11, на которые воздействует кулачок 10, закрепленный на центральном валу 2, перемещающемся в осевом направлении совместно с инструментальным диском.

Поворот револьверной головки производится гидродвигателем 14 через зубчатое колесо 7 с двумя поводками 6, которые входят в пазы мальтийского креста, выполненного на диске 12 и связанного валом 2 с диском 3. С помощью конечного выключателя 8 контролируется угловое положение колеса 7 (поворот колеса на 180° обеспечивает поворот диска на одну позицию), а с помощью командоаппарата 9 — требуемая позиция револьверной головки. Так как мальтийский механизм обеспечивает точный поворот диска на требуемый угол, то в головке отсутствует механизм предварительной фиксации.

Автоматическая смена инструмента в револьверных головках. Для автоматической смены инструмента на станке принципиально могут применяться три метода: использование свободных позиций револьверной головки для замены инструмента с минимальным периодом стойкости; замена инструментальных



Рис. 6.21. Револьверная головка станка мод. 1740ПФЗ

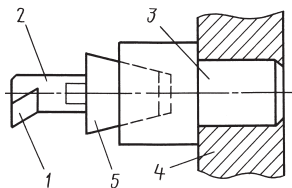


Рис. 6. 22. Сменные элементы инструментальной оснастки:

- 1 — резцовая пластина;
- 2 — инструментальная головка;
- 3 — вспомогательная державка;
- 4 — инструментальный диск;
- 5 — переходная оправка

дисков с новым набором инструмента при переходе на обработку других деталей; замена режущего инструмента. Последний метод получил преимущественное распространение, при этом могут сменяться различные элементы инструментальной оснастки (рис. 6.22).

Для замены режущего инструмента со вспомогательными державками (инструментами) фирма Traub (Германия) использует унифицированные системы инструментальной оснастки (см. рис. 6.18) и портальный робот-манипулятор, оснащенный специальным захватом. Револьверная головка оснащается малогабаритным винтовёртом, с помощью которого перемещается клин, зажимающий цилиндрические рифленные хвостовики. Преимущества такого способа

заключаются в возможности использования любого, в том числе и вращающегося, инструмента в любой позиции РГ. Недостатки системы связаны с большой массой и габаритами заменяемых элементов, что ограничивает емкость магазина и скорость перемещения манипулятора.

Смена резцовых пластин сравнительно просто осуществляется вручную при минимальных затратах средств и времени. Проводить же этот процесс автоматически трудно из-за большого разнообразия форм пластин, сложности их автоматического базирования и надежности закрепления.

Многими зарубежными изготовителями инструмента разработаны различ-

ные системы, позволяющие менять или только инструментальную головку, что требует применения специального режущего инструмента и вспомогательных державок в каждой позиции РГ, или менять инструментальную головку с переходной оправкой, что позволяет применять унифицированные вспомогательные державки для разных систем инструмента. На инструментальных головках проще, чем на режущих пластинах, выполнять базировочные поверхности, обеспечивающие стабильное и надежное их закрепление после смены. Сменные элементы имеют сравнительно малые массы и размеры, что облегчает их транспортирование и размещение в накопителях.

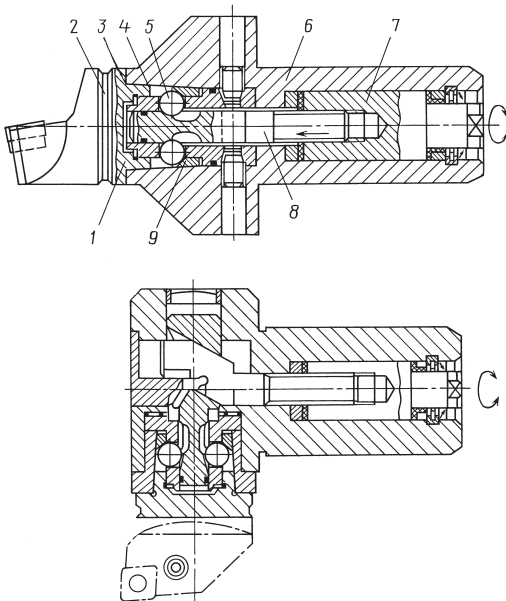


Рис. 6.23. Сменная инструментальная головка фирмы Widaflex

Наиболее перспективны системы, которые позволяют использо-

вать для токарных многоцелевых станков инструмент, унифицированный со станками сверлильно-фрезерно-расточной группы. Такую систему (Widaflex) разработала, например, фирма Krupp Widia (Германия). В качестве базовой поверхности элементов этой системы (рис. 6.23) выбран укороченный конус 4 с конусностью 1:5. Для захвата резцовой головки 1 манипулятором смены инструмента на ней выполняется кольцевая канавка 2. Зажим резцовой головки и ее фиксация по торцу 3 вспомогательной державки 6 происходят при вращении гайки 7. При этом тяга 8 своими скосами воздействует на шарики 5, воздействующие на конус 9. В результате затяжки конуса обеспечивается прижим к торцу с силой 2,5 кН и передача крутящего момента 16 Н·м.

На рис. 6.24 дана общая схема системы Widaflex со вспомогательными державками 1 с цилиндрическим хвостовиком для токарных станков с ЧПУ и державками 4 с конусами 7:24 для МС сверлильно-фрезерно-расточной группы.

Инструментальные головки или оправки 3 (рис. 6.25) зажимаются либо во вспомогательных державках 1, 4, либо в переходных оправках 2. На рисунке показано крепление инструментальной головки в переходной оправке (инструментальная головка 3 зажимается в переходной оправке 2 при вращении винта 5 с помощью шариков 6).

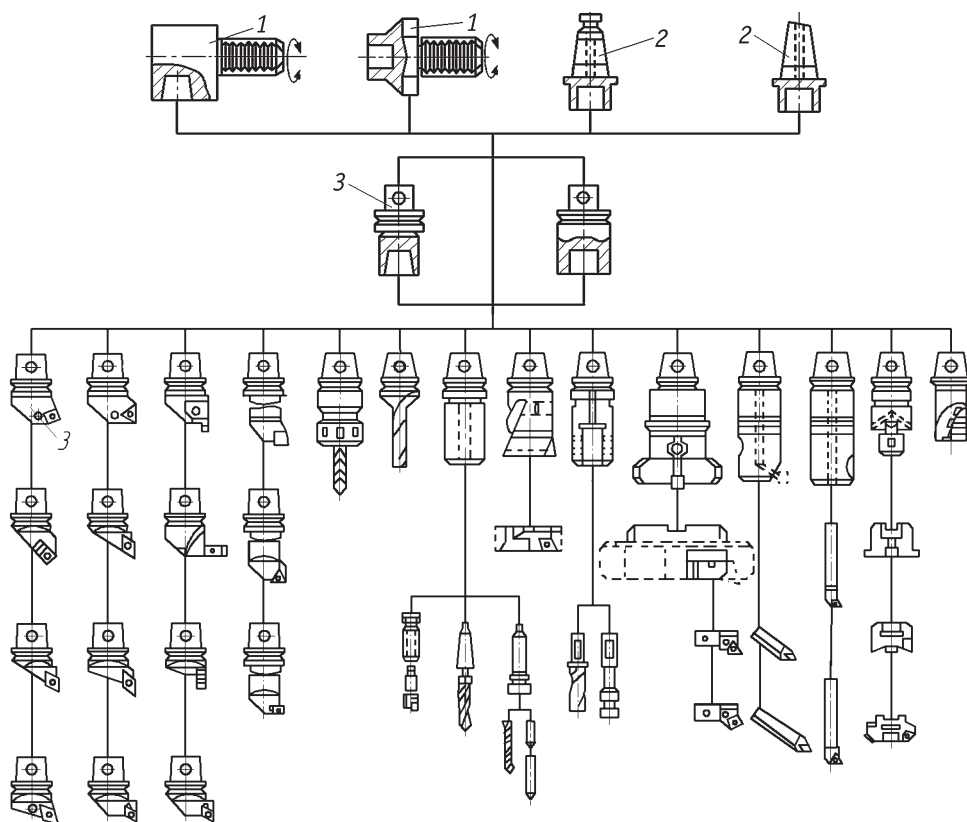


Рис. 6.24. Система Widaflex — общий состав комплекса

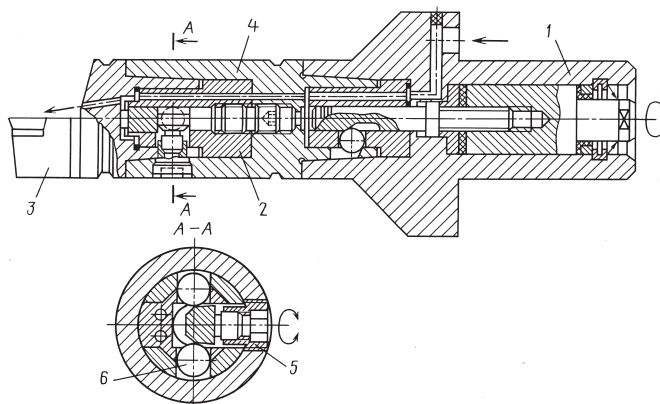


Рис. 6.25. Крепление инструментальной головки в переходной оправке

В отдельных случаях на токарных МС, где в большом количестве применяется разнообразный вращающийся инструмент, для его замены используются одношпиндельные или двухшпиндельные головки с конусами 7:24. Это позволяет использовать для сверильно-фрезерно-расточных операций унифицированный инструмент.

Для автоматической замены инструмента в состав токарного ГПМ, кроме накопителей инструментов, автооператоров, транспортных систем, систем автоматического зажима, необходимо включить подсистемы, связанные с контролем состояния инструмента и измерением его износа. Поэтому стоимость станка резко возрастает, и применение системы АСИ должно подтверждаться экономическими расчетами.

6.1.3. Функциональный анализ устройств АСИ с использованием условных символов и циклограмм

Проектирование устройств АСИ начинается обычно с разработки конструктивной схемы, определяющей их компоновку, составные элементы и принцип работы.

Функционирование устройства АСИ представляет собой циклический процесс, состоящий из периодически повторяющейся группы циклов, составляющих их операций и переходов, после выполнения которых устройство возвращается в исходное состояние. Группа циклов состоит из совокупности частных циклов работы механизмов, составляющих данное устройство: инструментального магазина, автооператора, кантователя. Также в состав группы циклов автоматической смены инструмента входят частные циклы, выполняемые другими устройствами, например, шпиндельной бабкой, ограждением, устройством подачи в зону резания смазочно-охлаждающей жидкости и т.д.

Операциями цикла работы устройства АСИ являются, например поиск заданного инструмента в магазине, позиционирование шпиндельной бабки в положение смены, перемещение руки автооператора к рабочей позиции магазина и захват инструмента, манипулирование инструментом и установка его в посадочное гнездо шпинделя, зажим инструмента и отвод автооператора в исходное

положение. Операция цикла состоит, в свою очередь, из последовательных вспомогательных переходов, реализуемых с помощью исполнительных устройств: привода магазина, устройства его фиксации, механизма руки автооператора, захватного устройства. Сложный переход включает в себя несколько элементарных действий — шагов цикла (подвод-отвод, зажим-разжим, выдвижение, поворот и др.).

Для описания группы циклов работы устройства АСИ целесообразно использовать условные мнемонические символы, которые были разработаны для манипуляционных механизмов и промышленных роботов.

Описание цикла осуществляется по строкам. Причем в одной строке записываются вспомогательные переходы, исполняемые одновременно. Запись мнемосимволами дополняется буквенно-цифровыми обозначениями механизмов, участвующих в каждом переходе, а также поясняющих позиции, в которых эти механизмы находятся. Например, при описании циклов работы устройств АСИ могут использоваться следующие обозначения: ЗУ — захватное устройство (ЗУ1, ЗУ2 — первый и второй захваты); И — инструмент; К — кантователь инструмента; М — магазин; РГ — револьверная головка; РХ — рабочий ход (суппорта, каретки, шпиндельной бабки и т.д.); ШГ — шпиндельная головка (или гильза); ШБ — шпиндельная бабка; А, Б, В, ... — последовательные позиции механизма; 90°, 180°... — углы поворота (руки автооператора, револьверной головки, магазина). На рис. 6.26 приведены конструктивные схемы основных типов устройств АСИ и мнемоническое описание их циклов работы.

Рассмотрим принцип работы устройства АСИ на примере схемы с револьверной головкой и магазином инструментов без автооператора (схема 1.1). После завершения рабочего хода револьверная головка (РГ) с двумя шпинделями поднимается вверх в положение А. Инструмент И₁, находящийся в это время в рабочей позиции магазина М, базируется своим хвостовиком в отверстии шпинделя Ш1, приподнимается вместе с ним и освобождается из захвата. Одновременно инструмент зажимается в этом шпинделе.

В следующем переходе револьверная головка опускается вниз в положение Б. После этого осуществляется ее поворот на 180° вокруг горизонтальной оси. Затем головка вновь поднимается вверх (в положение А); инструмент И₂ освобождается в шпинделе Ш₂ и при его опускании фиксируется в захвате магазина.

Револьверная головка вновь опускается в положение Б и включается ее рабочий ход. Одновременно инструментальный магазин сдвигается назад перпендикулярно к оси шпинделя; выполняется его поворот в целях нахождения очередного инструмента, а затем выдвижение вперед в положение смены. После этого цикл работы устройства АСИ повторяется.

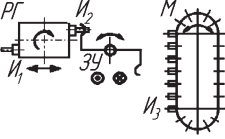
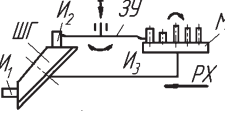
Аналогичным образом могут быть рассмотрены автоматические циклы работы других устройств АСИ как уже существующих, так и вновь разрабатываемых.

Удобной формой описания логических условий функционирования устройства АСИ является его *таблица включений* (табл. 6.1). Эта таблица содержит колонку с описанием последовательности этапов цикла (например, шагов или операций) и их кратким обозначением. В следующих колонках таблицы указываются состояния управляющих элементов: пускателей электродвигателей,

№ п/п	Тип устройства	Конструктивная схема	Цикл работы
1	С инструментальным магазином без автооператора		
1.1	С револьверной головкой и дисковым магазином		$PX \text{ } PГ$ $\downarrow A \text{ } PГ; \rightarrow И_1 M \rightarrow И_1 \leftarrow \downarrow Б \text{ } PГ$ $\nearrow 180^\circ PГ$ $\downarrow A \text{ } PГ; \rightarrow И_2 \leftarrow; \rightarrow И_2 M \downarrow Б \text{ } PГ$ $PX \text{ } PГ; \otimes M \otimes M$ $\downarrow A \text{ } PГ; \rightarrow И_2 P; \rightarrow И_2 \leftarrow \downarrow Б \text{ } PГ$ $\nearrow 180^\circ PГ$ $PX \text{ } PГ$
1.2	С подвижной шпиндельной коробкой и дисковым магазином на столе станка		PX $\leftarrow Ш \downarrow Ш \rightarrow И_1 Ш$ $\leftarrow И_1 \leftarrow \downarrow Ш$ $\searrow M \downarrow Ш \rightarrow И_2 \leftarrow$ $\downarrow Ш$ $\rightarrow Ш$ PX
2	С инструментальным магазином и автооператором		
2.1	Двухзахватного типа с вращательным и осевым движениями		$\downarrow ЗУ; \rightarrow И_1 Ш \leftarrow И_1 \leftarrow; \rightarrow И_2 M$ $\downarrow ЗУ; \nearrow 180^\circ ЗУ$ $\downarrow ЗУ; \rightarrow И_2 Ш \rightarrow И_2 \leftarrow; \rightarrow И_1 M$ $\searrow 90^\circ ЗУ; \downarrow ЗУ; \searrow M$
2.2	Двухзахватного типа с наклонной осью вращения и радиальным движением		$\downarrow Ш$ $\searrow 90^\circ ЗУ; \rightarrow И_1 Ш \leftarrow И_1 \leftarrow$ $\rightarrow И_1 M \rightarrow \downarrow ЗУ; \nearrow 180^\circ ЗУ; \rightarrow \downarrow ЗУ$ $\rightarrow И_1 Ш \rightarrow И_2 \leftarrow; \rightarrow И_1 M \rightarrow \downarrow ЗУ$ $\searrow 90^\circ ЗУ; \searrow M \rightarrow \downarrow ЗУ$ $\downarrow Ш$
2.3	С дополнительным однозахватным устройством с качательным движением		$\searrow 90^\circ ЗУ; \otimes ЗУ; \rightarrow И_1 Ш \leftarrow И_1 \leftarrow$ $\rightarrow И_2 ЗУ; \otimes ЗУ; \searrow 180^\circ ЗУ \otimes ЗУ$ $\rightarrow И_1 Ш \rightarrow И_1 \leftarrow; \rightarrow И_1 ЗУ \otimes ЗУ$ $\searrow 90^\circ ЗУ \otimes ЗУ; \downarrow ЗУ$ $\otimes ЗУ; \rightarrow И_1 M$ $\otimes ЗУ; \searrow M$ $\otimes ЗУ; \rightarrow И_2 M$ $\otimes ЗУ; \searrow ЗУ; \otimes ЗУ$

Рис. 6.26. Схема устройств АСИ и мнемоническое описание их циклов работы

Окончание рис. 6.26

№ п/п	Тип устройства	Конструктивная схема	Цикл работы
3	<i>Комбинированные с револьверной (шпиндельной) головкой, магазином и автооператором</i>		
3.1	<i>С двухпозиционной револьверной головкой и двухзахватным автооператором с вращательным и осевым движениями</i>		$\rightarrow РГ; \nearrow 90^\circ 3У \otimes 3У$ $\rightarrow I_2 Ш \leftarrow I_1 \rightarrow$ $\rightarrow I_1 М \leftarrow РГ; \otimes 3У \searrow 180^\circ 3У$ $\rightarrow РГ; \otimes 3У \rightarrow I_1 М \rightarrow I_2 Ш$ $\rightarrow I_1 \leftarrow \leftarrow РГ; \otimes 3У$ $\searrow 180^\circ РГ; \searrow 90^\circ 3У$ $\searrow М$
3.2	<i>С двухпозиционной шпиндельной головкой с наклонной осью вращения и двухзахватным автооператором с осевым и качательным движениями</i>		$\rightarrow ШГ; \nearrow 90^\circ ШГ$ $РХ ШГ; \nearrow 90^\circ 3У \rightarrow I_2 3У$ $\rightarrow I_2 3У \leftarrow I_1 \rightarrow I_3 \rightarrow$ $\uparrow 3У \searrow 180^\circ 3У \uparrow 3У$ $\rightarrow I_1 ШГ \rightarrow I_2 М \leftarrow I_3 \leftarrow$ $\searrow 90^\circ 3У$

гидрораспределителей, электромагнитных муфт и т.д. Каждый управляющий элемент обозначается символом Y_n , где $n = 1, 2, \dots, N$ — порядковый номер этого элемента на схеме устройства. В дополнительных колонках записываются состояния датчиков S_k ($k = 1, 2, \dots, K$ — номер соответствующего датчика на схеме). Включенному состоянию управляющих элементов в таблице соответствует знак «+», а выключенному — знак «-». Такими же знаками в таблице обозначают наличие или отсутствие сигналов датчиков.

Таблицей включений удобно сопровождать схемотехническое представление устройства АСИ (например, с помощью кинематической схемы с нанесенными на нее условными обозначениями управляющих элементов и датчиков). Для сложных механизмов или устройств цикл их работы дополнительно представляют в виде эскизов последовательных состояний подвижных узлов или рабочих органов с обозначением условными символами действующих на каждом этапе управляющих элементов и датчиков.

На основании таблицы включений можно составить циклограмму работы устройства АСИ. Циклограмма — это графическое изображение согласованных по времени действий исполнительных органов механизма или устройства, работающего по заданному циклу. Удобной формой такой циклограммы для устройств АСИ могут быть графики изменения скорости движения исполнительных приводов с нанесением на них управляющих команд Y_n и сигналов датчиков S_k (см. рис. 6.28). Все команды и сигналы в порядке их поступления при работе механизма или устройства записывают на оси ординат циклограммы. На оси аб-

6.1. Таблица включений револьверной головки

№ п/п	Операции цикла	Сигналы													
		Управления электромагнитами					Импульсного датчика					Путевых выключателей		Реле времени	
		Y ₀	Y ₁	Y ₂	Y ₃	Y ₄	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₀	SQ ₁	SQ ₂	t ₀	
1	Включение цикла	+													
2	Пуск двигателя вперед		+												
3	Разжим зубчатой муфты														
4	Поворот инструментального диска в заданную позицию:	1					+								
		2						+							
		3					+	+							
		4							+						
		5					+		+						
		.													
		.													
		.													
		11					+								
12							+								
5	Фиксация инструмен- тального диска					+						+			
6	Останов двигателя				+									+	
7	Реверс двигателя			+									+		
8	Зажим зубчатой муфты														
9	Останов двигателя				+										
10	Конец цикла	–										–			

сцисс показано время их действия в безразмерном масштабе, т.е. такты, характеризующие последовательные состояния Z_i ($i = 1, 2, \dots, L$) данного устройства.

Длительность каждого такта t_i может быть рассчитана по графику скорости движения исполнительного привода, принимаемого обычно трапецеидальным. Тогда время цикла $T_{\text{ц}}$ определяется суммой t_i . Воздействие сигналов друг на друга изображают стрелкой, направленной от переднего или заднего фронта управляющего сигнала к управляемому. Наличие фронтов сигналов указывает на реальное быстроедействие исполнительных приводов. Однако, учитывая безразмерность тактов циклограммы, для наглядности ее чтения эти фронты обычно показывают с наклоном 60° к оси абсцисс. Если быстроедействие средств автоматики значительно превышает время переходных процессов в исполнительных приводах, то управляющие команды и сигналы датчиков могут быть прямоугольной формы.

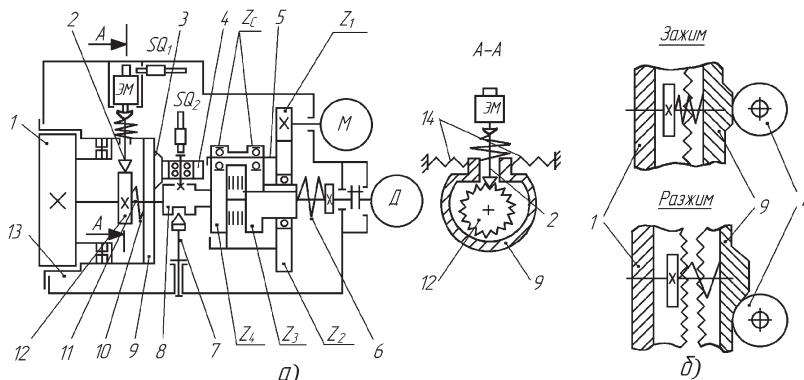


Рис. 6.27. Кинематическая схема револьверной головки (а), состояния механизма при зажиме и разжиме инструментального диска (б)

Рассмотрим методику составления циклограммы на примере механизма револьверной головки, кинематическая схема которой приведена на рис. 6.27.

Револьверная головка (РГ) горизонтального типа имеет единственный приводной асинхронный электродвигатель M , вращение от которого передается через одноступенчатый зубчатый редуктор с передаточным отношением z_1/z_2 на водило 5 планетарной передачи. Сателлитная шестерня z_c , свободно установленная на оси водила, обкатывается по двум центральным зубчатым колесам z_3 и z_4 , числа зубьев которых отличаются на единицу. Колесо z_3 жестко закреплено на главном валу 11 головки, на переднем конце которого установлен инструментальный диск 1, а к заднему хвостовику присоединен с помощью муфты датчик D углового положения диска. Центральное колесо z_4 , свободно установленное на валу, имеет в передней части фланец 8, в котором на оси смонтирован ролик 4. Колесо z_4 фиксируется в осевом направлении с помощью стопора 7, установленного в корпусе головки и входящего в паз на наружной поверхности фланца 8. Стопор ограничивает угол поворота центрального колеса z_4 .

Ось вращения ролика 4 направлена радиально к валу 11. Ролик прижимается наружной поверхностью к торцовому кулачку 3, который выполнен на задней стороне нажимного диска 9. Диск, свободно установленный на главном валу РГ, прижимается к ролику с помощью спиральной пружины 10. На диске смонтирован фиксатор 2, который может перемещаться в радиальном направлении под действием электромагнита ЭМ. При выдвижении вниз фиксатор входит во впадины на наружной поверхности индексирующей звездочки 12, закрепленной на главном валу 11 за инструментальным диском 1.

На переднем торце нажимного диска 9 выполнены трапецеидальные зубья фиксирующей муфты Хирта, которые входят во впадины аналогичного зубчатого венца, внутренняя часть которого закреплена на заднем торце инструментального диска, а наружная — на торце опорного кольца 13. Прижим торцовых зубчатых полушестерен друг к другу при их сцеплении осуществляется тарельчатой пружиной 6, установленной у задней опоры вала 11.

Порядок работы РГ при смене позиции инструментального диска следующий. По команде от устройства ЧПУ на смену инструмента посредством электромаг-

нитного пускателя включается двигатель M . Движение от него передается через зубчатый редуктор z_1/z_2 к водилу планетарной передачи. Сателлит z_c , обкатываясь по неподвижному в данный момент колесу z_3 , вращает центральное колесо z_4 . При повороте колеса ролик 4, смонтированный на фланце этого колеса, обкатывается по профилю кулачка 3, который выполнен на торце нажимного диска 9. При спуске ролика во впадину торцового кулачка (см. схему кулачкового механизма на рис. 6.27, а) спиральная пружина 10 отжимает этот диск, и зубчатая муфта, фиксирующая инструментальный диск, расцепляется. В этот момент стопор 7 упирается в край кольцевого паза на наружной поверхности фланца 8 колеса z_4 , которое останавливается. Сателлит z_c теперь начинает обкатываться по этому неподвижному колесу и передает вращение другому центральному колесу z_3 , а вместе с ним инструментальному диску 1.

Фотоэлектрический импульсный датчик D контролирует угловое положение инструментального диска и при подходе к заданной позиции формирует сигнал включения электромагнита ЭМ, выдвигающего фиксатор 2. Поскольку фиксатор заходит в паз индексирующей звездочки 12 еще не остановленного барабана, то необходимо демпфирующее устройство для гашения удара. Амортизатором могут быть, например, пружины или специальные упругие втулки 14 (см. сечение А–А на схеме РГ).

В момент срабатывания фиксатора 2 индуктивный путевой датчик SQ_1 дает команду на останов двигателя. После выдержки времени t_0 , необходимого для переходного процесса останова двигателя, формируется сигнал реверсирования его вращения. Вал РГ в этот момент уже неподвижен, так как фиксатор находится в пазу индексирующей звездочки. Одновременно фиксируется и центральное колесо z_3 . Поэтому при реверсе двигателя сателлит z_c приводит во вращение центральное колесо z_4 . При этом ролик вновь выходит на вершину торцового кулачка (см. рис 6.27, б). Нажимной диск 9 перемещается вперед, сжимая пружину 10, и вводит в зацепление зубья торцевой муфты. Сила прижима муфты Хирта обеспечивается жесткой тарельчатой пружиной 6. Контроль момента зажима инструментального барабана осуществляется индуктивным путевым датчиком SQ_2 , сигнал которого отключает пускатель электродвигателя. Цикл работы РГ на этом завершается.

Таблица включений револьверной головки (см. табл. 6.1) характеризует сигналы: пуска автоматического цикла Y_0 , поступающего от устройства ЧПУ; переключения электромагнитного пускателя Y_j двигателя, имеющего три состояния (Y_1 — пуск, Y_2 — реверс, Y_3 — останов); включения электромагнита фиксатора Y_4 , совместно с сигналами S_k многоразрядного фотоэлектрического импульсного датчика, путевых выключателей SQ_1 и SQ_2 , а также сигналом выдержки времени t_0 . Фотоэлектрический датчик выдает серию импульсных сигналов, весовые значения которых соответствуют разрядам двоичного кода: S_1 — разряд «1», S_2 — разряд «2», S_3 — разряд «4» и S_4 — разряд «8». Специальная логическая схема формирует импульсный сигнал S_0 , являющийся сборкой сигналов S_k . Сигнал S_0 характеризует заданную позицию диска РГ. В дальнейшем в качестве примера рассматривается установка головки в позицию 11. Сигнал выдержки t_0 формирует специальное реле времени в пусковом устройстве электродвигателя.

На основании таблицы включений составлена циклограмма работы РГ

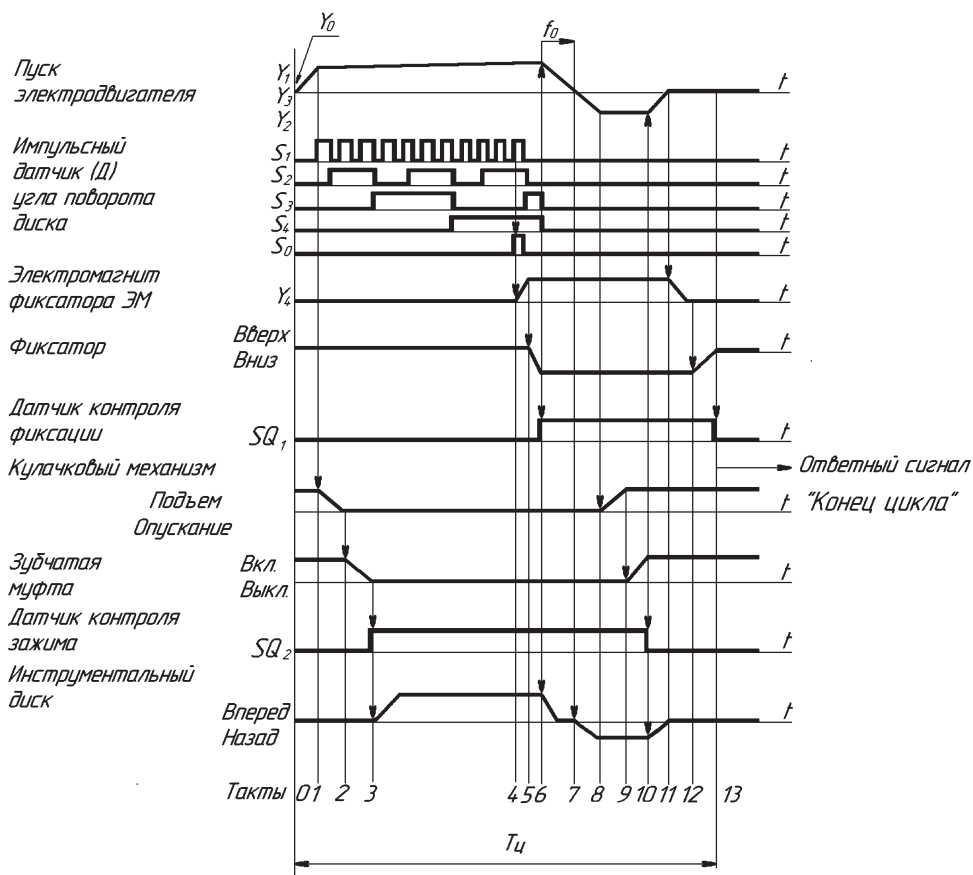


Рис. 6.28. Циклограмма работы револьверной головки

(рис. 6.28). На циклограмме показаны такты, характеризующие последовательные состояния данного устройства. Переход из предыдущего состояния к последующему происходит по сигналам датчиков. Начальным сигналом Y_0 является команда смены инструмента от устройства ЧПУ станка. В конце цикла датчик контроля фиксации инструментального барабана формирует ответный сигнал в ЧПУ.

Для расчета времени выполнения тактов циклограммы на начальной стадии проектирования устройств АСИ необходимо задаться законом изменения скорости движения $v(t)$ его исполнительных органов (рис. 6.29) и определить величины их перемещений: линейных s или угловых φ . Наибольшее быстродействие достигается при треугольном законе изменения скорости (штрих-пунктирная линия). Однако при этом требуются большие энергозатраты привода, а мгновенное изменение знака ускорения при переходных процессах приводит к перераспределению зазоров в механизмах и появлению ударов.

В большинстве устройств АСИ применяют трапецеидальный закон изменения скорости движения (сплошная линия). Вследствие упругих и инерционных свойств реальных механизмов переходные процессы сглаживаются: происходит

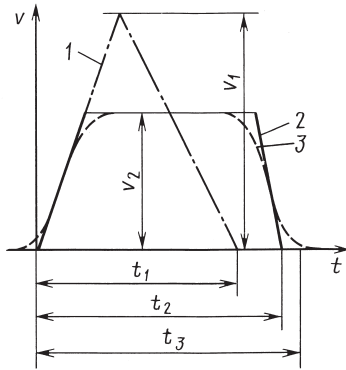


Рис. 6.29. Графики изменения скорости механизмов АСИ:

1 — треугольный; 2 — трапецидальный; 3 — трапецидальный с учетом переходных процессов

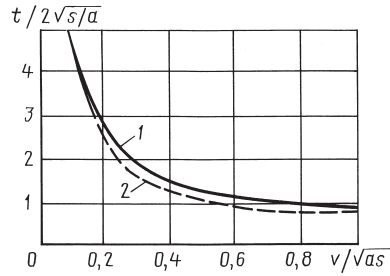


Рис. 6.30. Зависимость характеристики времени t движения от безразмерного параметра, определяемого режимами a , v и величиной хода s при трапецидальном законе изменения скорости

плавное изменение скорости (штриховая линия). Для схематизированной трапецеидальной диаграммы скорости, характерной для автооператоров, кантователей и дисковых магазинов инструментов, формула для определения времени t_i отдельного движения имеет следующий вид:

$$t = \sqrt{\frac{s}{a}} \frac{1 + \gamma \left(v / \sqrt{as} \right)^2}{v / \sqrt{as}}, \quad (6.1)$$

где s — перемещение, м; v — скорость перемещения, м/с; a — модуль ускорения при торможении, м/с²; γ — коэффициент, зависящий от соотношения ускорения при разгоне a_p и торможении a ; при $a_p = a$ $\gamma = 1$.

Вращательное движение можно рассматривать приведенным к определенному радиусу (например, радиусу круговой траектории движения инструмента). Тогда при расчете времени поворота также можно использовать формулу (6.1). График зависимости безразмерной характеристики движения, равной отношению $t/2\sqrt{s/a}$, от параметра $v/\sqrt{as}$, который определяется режимами движения и величиной перемещения, показан на рис. 6.30. Здесь сплошная линия соответствует условию $a_p = a$; штриховая — $a_p > a$. Значения $v/\sqrt{as} = 1$ соответствуют треугольному закону изменения скорости, а значения $v/\sqrt{as} < 1$ — трапецеидальному.

Оптимальную скорость движения исполнительных механизмов АСИ можно найти методами математического моделирования, если в качестве определяющих критериев работоспособности принять быстродействие и энергоемкость, а в качестве функции цели — их линейную комбинацию. После минимизации целевой функции можно получить

$$(v/\sqrt{as})_{\text{опт}} = 0,5 \dots 0,6.$$

Оптимальная скорость движения зависит от величины параметра s . При малых ходах не следует добиваться высоких скоростей движения; с увеличением

длины хода значение оптимальной скорости возрастает. На рис. 6.31 представлены графики изменения скоростей для двух типовых движений автооператора: поступательного вдоль оси ($s = 200$ мм) для ввода инструмента в гнездо шпинделя (рис. 6.31, а); вращательного вокруг собственной оси на 180° (рис. 6.31, б). Ускорение в обоих случаях принято равным 3 м/с^2 (при повороте на 180° движения рассматриваются приведенными к радиусу расположения инструмента $R = 250$ мм). Скорость движения вычислена исходя из оптимальных соотношений $v/\sqrt{as} = 0,5...0,6$. Циклы движений при трапецеидальном законе изображены сплошными линиями, а при треугольном законе — штриховой линией. Как видно из графиков, использование оптимизированного трапецеидального закона движения уменьшает наибольшую скорость (следовательно, и мощность) в 2 раза при малых потерях во времени ($0,12...0,24$ с).

В начальной стадии проектирования устройств АСИ среднего типоразмера можно назначить следующие параметры движений:

- линейных: $a = 4...7 \text{ м/с}^2$, $v = 0,4...0,6 \text{ м/с}$ (при больших ходах — $a = 10...12 \text{ м/с}^2$, $v = 0,8...1,2 \text{ м/с}$);
- круговых: $\varepsilon = 10...15 \text{ с}^{-2}$, $\omega = 1...1,3 \text{ с}^{-1}$ (при диаметре поворотной части около 1 м соответствующая линейная скорость равна $v = 0,5...0,7 \text{ м/с}$).

Рассмотрим пример расчета времени цикла работы двухзахватного автооператора с вращательным и осевым движениями для механизма АСИ, схема которого показана на рис. 6.26 (схема 2.1). Общее время цикла $T_{\text{ц}}$ автоматической смены инструмента («от реза до реза») характеризуется временем собственно смены $T_{\text{а}}$, которое в данном устройстве связано с работой автооператора и не может выполняться одновременно с движениями других механизмов, и совмещенным временем $T_{\text{м}}$ поиска инструмента в магазине и подвода-отвода шпиндельной бабки станка в позицию смены.

На рис. 6.32 приведена циклограмма работы устройства АСИ при собственно смене инструмента (без учета пауз). Цикл состоит из следующих движений:

- 1) поворот автооператора на 90° из исходного положения до захвата инструмента одновременно в шпинделе и рабочей позиции магазина;
- 2) вывод инструмента из гнезда магазина и посадочного отверстия шпинделя (ход 180 мм);
- 3) поворот автооператора на 180° ;
- 4) ввод инструмента в отверстие шпинделя и гнездо магазина (ход 180 мм);
- 5) поворот автооператора на 90° в исходное положение.

Если время каждого движения соответственно обозначить t_i , то $T_{\text{а}} = \sum t_i$, где $i = 1, 2, \dots, 5$.

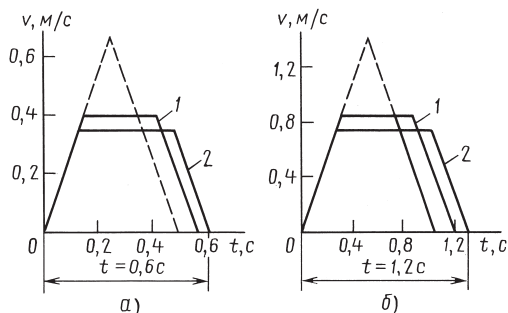


Рис. 6.31. Графики циклов позиционирования при треугольном и близком к оптимальному трапецеидальных законах изменения скорости:

а — для поступательного движения; б — для вращательного

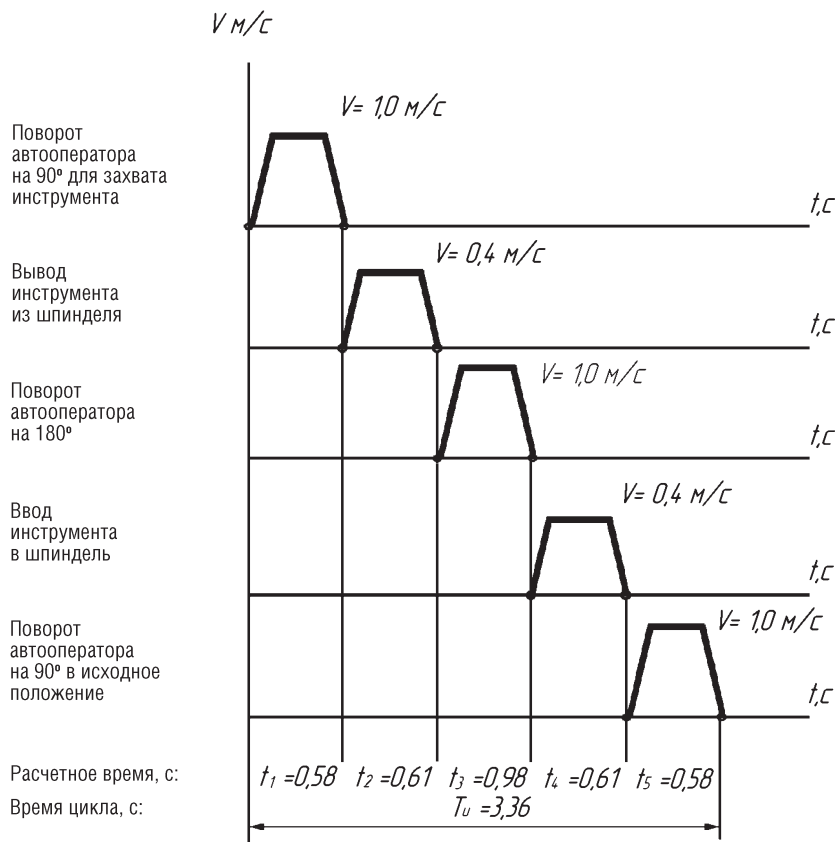


Рис. 6.32. Расчетная циклограмма для устройства АСИ с автооператором

Расчет времени t_i выполним по формуле (6.1) при следующих условиях: радиус кругового движения захвата автооператора $R = 250 \text{ мм}$; ускорение при разгоне $a_p = 5 \text{ м/с}^2$; при торможении $a = -3 \text{ м/с}^2$ ($\gamma = 0,6$); скорость линейных перемещений $v = 0,4 \text{ м/с}$; угловая скорость автооператора $\omega = 4 \text{ с}^{-1}$, тогда окружная скорость центра захвата $v_o = \omega R = 4 \cdot 0,25 = 1 \text{ м/с}$; длина дуги поворота $s = \pi R = 0,78 \text{ м}$. Результаты расчета составляющих времени t_i приведены на циклограмме; общее время цикла $T_a = 3,36 \text{ с}$.

6.1.4. Конструирование и расчет устройств АСИ

В процессе конструирования устройств АСИ необходимо выполнить ряд проектных расчетов, обеспечивающих работоспособность их механизмов: редукторов приводов, фиксирующих зубчатых муфт, захватов автооператоров, зажимных устройств и др.

Методику расчета основных механизмов смены инструмента рассмотрим на примере револьверной головки, к которой при проектировании предъявляют наибольшие требования:

1) хорошее быстродействие, характеризующееся малым временем смены инструмента — $0,6...3,5$ с;

2) высокая точность и стабильность позиционирования инструментального диска ($5...6 \pm 2$) угл. с;

3) достаточная жесткость фиксации диска, которая должна быть на порядок выше допустимых значений радиальной и осевой жесткости устанавливаемого вспомогательного инструмента и значительно превосходить достигнутую статическую жесткость встраиваемых в них шпиндельных узлов для вращающихся инструментов, т.е. находиться в диапазоне $250...500$ Н/мкм;

4) долговечность и надежность, обеспечивающие сохранение работоспособности на протяжении $10^3...10^6$ циклов и время наработки на отказ не менее 1000 ч;

5) компактность конструкции, косвенно определяемая массой, отнесенной к диаметру инструментального диска;

6) низкая энергоемкость, зависящая от мощности двигателя, отнесенной к количеству инструментальных позиций.

Основной технической характеристикой РГ является число устанавливаемых инструментов (число позиций N). На основе статистических данных установлено, что для полной обработки большинства деталей методом фрезерования необходимо $4...8$ различных режущих инструментов. Несколько большее число ($8...12$) инструментов требуется для точения. В то же время для сверлильно-расточных работ среднестатистический комплект инструментов включает более 20 типоразмеров. В связи с этим револьверные головки целесообразно применять в токарных, фрезерных и сверлильных станках.

Для сокращения номенклатуры инструмента в многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных обрабатывающих центрах, где в основном используются инструментальные магазины с автооператорами или револьверные головки с автоматической переналадкой, наиболее эффективно использовать блочно-модульные инструментальные системы.

Любая РГ должна содержать определенный набор механизмов, устройств и элементов оснащения: механизм поворота инструментального диска с приводом; устройство его фиксации; комплект датчиков для контроля угловой позиции диска; систему подвода СОЖ в зону обработки; оснастку для базирования и крепления инструментальных блоков. Дополнительно конструкция РГ может включать в себя механизм привода вращения инструмента в одной или нескольких позициях, устройство для автоматической смены инструмента при переналадке, датчики контроля состояния инструмента или процесса резания.

Механизм поворота инструментального диска обычно состоит из нерегулируемого электро- или гидродвигателя и редуктора: простого зубчатого или червячного, либо более компактного, но и более дорогого зубчатого планетарного, циклоидального цевочного или зубчатого волнового. Значительно реже применяются храповые и мальтийские механизмы поворота.

Устройство фиксации инструментального диска обычно содержит два плоских зубчатых венца, образующих так называемую торцовую муфту Хирта. Одна из полумуфт прикреплена к неподвижной, а другая — к поворотной части РГ. Расцепление муфты перед поворотом инструментального диска осуществляется

за счет осевого смещения подвижной части с помощью кулачковых, винтовых или рычажных механизмов либо посредством гидро- или пневмоцилиндра. Сила прижима полумуфт достигает нескольких десятков килоньютон с тем, чтобы обеспечить требуемую жесткость упругой системы станка и высокую стабильность угловой фиксации диска РГ.

Для многооперационной обработки заготовок за одну установку в РГ специальной конструкции дополнительно к сменным резцовым блокам могут устанавливаться также вращающиеся патроны с центровыми инструментами (сверлами, зенкерами, развертками, метчиками и концевыми фрезами). Применение РГ с вращающимся инструментом в токарных станках с ЧПУ целесообразно при мелкосерийном производстве деталей сложной формы, в которых более $1/3$ основного времени затрачивается на сверлильно-фрезерные операции.

Для привода вращения инструмента может использоваться отдельный электродвигатель или общий двигатель кинематически связанного с ним механизма поворота инструментального диска. Существуют следующие конструктивные схемы для передачи вращения на инструмент:

- 1) центральный привод, общий для всех вращающихся инструментов;
- 2) центральный привод только для инструмента, находящегося в рабочей позиции;
- 3) внешний привод от отдельного двигателя для инструмента, находящегося в рабочей позиции;
- 4) внешний привод от отдельного двигателя в рабочей позиции с откидывающимся передаточным механизмом.

Конструктивная схема привода вращения инструмента первого из названных типов показана на рис. 6.33. Вращение от электродвигателя 1 через ременную передачу 2 передается на вал 3, а затем от центрального зубчатого колеса 5 на сателлитные шестерни 4, связанные со шпинделями 6 инструмента.

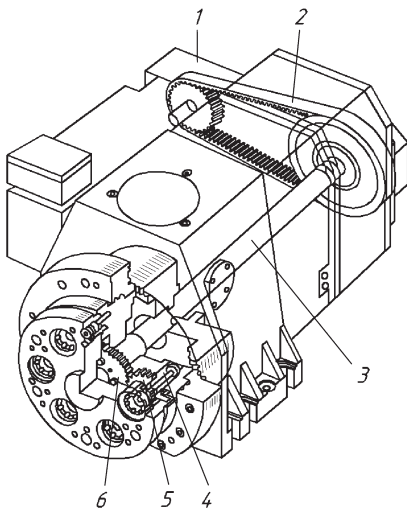


Рис. 6.33. Схема привода вращения инструмента с общим центральным приводом

дствами данного привода являются: компактность конструкции; защищенность зубчатых передач от загрязнения; малое время смены инструмента из-за отсутствия вспомогательных движений для включения и выключения вращения инструментального шпинделя. К недостаткам такой схемы следует отнести: дополнительные затраты энергии на холостое вращение неработающего инструмента; повышенный шум; возможность наматывания стружки на вращающийся инструмент; опасность травматизма обслуживающего персонала при наладке станка.

На рис. 6.34 показана конструктивная схема РГ с отдельным электромеханическим приводом вращения инструмента, находящегося в рабочей позиции. Зубчатые передачи 3, 2, 1 и 7 передают движение от двигателя 6 к муфте 8 включения шпинделя 9

сменной инструментальной головки 10. Включение и выключение муфты 8 осуществляется специальным механизмом 4 под действием кулачков, выполненных на заднем торце инструментального диска 11. Положение муфты контролируется путевым датчиком 5.

При переходе к гибкой технологии обработки на станках с ЧПУ появилась необходимость автоматической смены комплекта инструментов, установленных в револьверной головке. При автоматической смене инструмента после его износа решаются две задачи:

- 1) определение момента выработки ресурса стойкости инструмента;
- 2) непосредственно замена инструмента.

Первая из названных задач выполняется обычно следующими методами:

- программированием периода размерной стойкости каждого инструмента с последующим автоматическим отсчетом его общего операционного времени;
- непосредственным автоматическим измерением износа инструмента с помощью специальной щуповой головки;
- косвенным определением износа при автоматическом измерении силы или мощности резания (например, с помощью датчика тока двигателя главного движения или тензометрических датчиков в опорах шпинделя, опорах ходового винта привода подачи или в основании корпуса РГ).

Для автоматической смены инструмента в РГ разработаны методы:

- использования незанятых позиций для установки дублирующего инструмента;
- замены инструментальных дисков с наладкой;
- смены инструментальных головок.

Первый вариант можно применять, если для обработки не требуется использовать все позиции РГ. Тогда свободные гнезда на диске заполняют инструментами-дублерами, предназначенными для смены отработавших инструментов с меньшим периодом стойкости по отношению к другим установленным в РГ инструментам. Смена инструментальных дисков в РГ позволяет автоматизировать процесс инструментальной переналадки станка при необходимости обработки другого типа деталей. Однако этот метод требует громоздких магазинов для сменных инструментальных дисков и манипуляторов для их автоматического снятия, транспортирования и установки на базирующий фланец РГ. Поэтому данный метод нашел ограниченное применение в некоторых моделях многоцелевых токарных станков с ЧПУ (например, в станке модели ИРТ 180ПМФ4). Наибольшее применение получили устройства автоматической смены режущих инструментальных головок, входящих в блочно-модульные инструментальные системы.

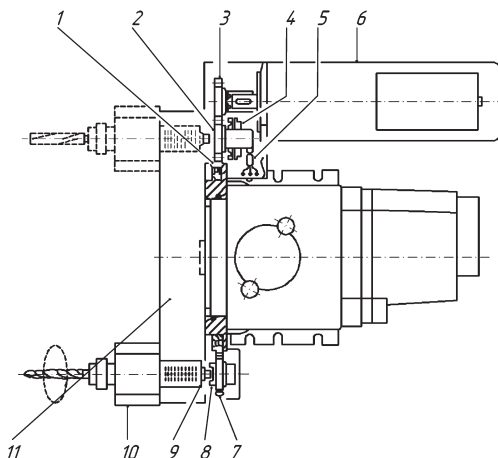


Рис. 6.34. Конструктивная схема привода вращения инструмента в рабочей позиции револьверной головки

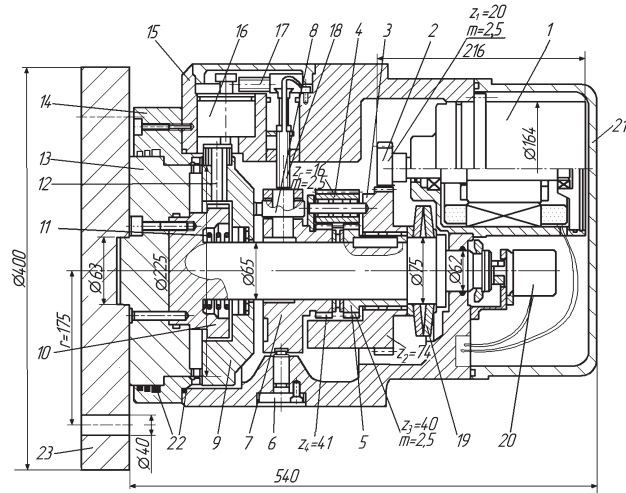


Рис. 6.35. Конструктивная схема электромеханической РГ:

1 — электродвигатель; 2, 3 — зубчатый редуктор; 4 — сателлит; 5, 7 — центральные колеса планетарного редуктора; 6 — стопор; 8 — ролик; 9 — нажимной диск; 10 — центральный вал с индексирующей звездочкой; 11 — возвратная пружина; 12 — фиксатор; 13 — фланец с зубчатым венцом; 14 — опорное кольцо с зубчатым венцом; 15 — корпус; 16 — электромагнит; 17, 18 — путевые выключатели; 19 — тарельчатая пружина зажима диска; 20 — фотоэлектрический импульсный датчик; 21 — защитная крышка; 22 — уплотнения; 23 — инструментальный диск

Расчет основных механизмов АСИ рассмотрим на примере РГ, конструктивная схема которой показана на рис. 6.35. Расчет проводим при следующих исходных данных:

- 1) головка оснащена сменным инструментальным диском с наружным диаметром $D = 400$ мм и высотой $H = 64$ мм;
- 2) число позиций $N = 12$;
- 3) радиус расположения инструментальных гнезд $r = 175$ мм;
- 4) диаметр посадочного отверстия гнезда $d = 40$ мм;
- 5) параметры движения инструментального диска: $\omega = 1,05 \text{ с}^{-1}$, $\varepsilon = 15 \text{ с}^{-1}$.

Расчет механизма поворота инструментального диска сводится к нахождению кинематических и конструктивных параметров редукторов привода. Общее передаточное отношение механизма $i_m = \omega / \omega_d$, где ω — частота вращения инструментального диска $\omega = 1,05 \text{ с}^{-1}$; ω_d — частота вращения электродвигателя, $\omega_d = \pi n_d / 30$. Принимаем $n_d = 1460 \text{ мин}^{-1}$, тогда $i_m = 1/146 = 0,0068$. В механизме привода используется одноступенчатый зубчатый редуктор с передаточным отношением $i_p = z_1 / z_2 = 20 / 74 = 0,27$ и простой планетарный редуктор, состоящий из двух солнечных зубчатых колес z_3 , z_4 и общей сателлитной шестерни z_c . За счет корригирования зубьев зацепление колес обеспечивается при условии: $z_4 = z_3 + 1$. Передаточное отношение планетарного редуктора при остановленном центральном колесе z_4 находится в этом случае из формулы

$$i_1 = \omega_3 / \omega_h = 1 - z_4 / z_3 = -1 / z_3,$$

где ω_3 — угловая скорость колеса z_3 , а вместе с ним и главного вала РГ; ω_h — угловая скорость водила, жестко связанного с зубчатым колесом z_2 .

Аналогично находят передаточное отношение редуктора при остановленном центральном колесе z_3 :

$$i_2 = \omega_4 / \omega_h = 1 - z_3 / z_4 = -1 / z_4,$$

где ω_4 — угловая скорость центрального колеса z_4 , а вместе с ним ролика кулачкового механизма фиксации инструментального диска.

Если принять $z_3 = 40$ и $z_4 = 41$, то $i_1 = -1/40 = -0,025$, а $i_2 = 1/41 = 0,0244$. Первое передаточное отношение соответствует операции поворота инструментального диска, знак «—» здесь указывает на обратное направление вращения центрального колеса z_3 по отношению к колесу z_2 . Второе передаточное отношение соответствует операции расфиксации зубчатой муфты Хирта и ее зажиму при реверсе двигателя.

КПД планетарного редуктора (при выполнении операции поворота инструментального диска) находится из соотношения

$$\eta_1 = \frac{i_1}{1 - \frac{1}{\eta}(1 - i_1)},$$

где η — КПД обычной зубчатой передачи, равный 0,98.

Подставив численные значения в данное соотношение, получим $\eta_1 = 0,54$. Аналогично можно найти значение КПД планетарного редуктора при выполнении операции зажима инструментального диска:

$$\eta_2 = \frac{i_2}{1 - \eta(1 - i_2)}.$$

После подстановки численных значений получим $\eta_2 = 0,41$.

Проектный расчет планетарного редуктора проводится на сопротивление усталости рабочих поверхностей зубьев наиболее нагруженной передачи.

Расчет механизма фиксации РГ с использованием торцевой зубчатой муфты Хирта сводится к выбору конструктивных параметров прямозубых венцов и определению силы прижима двух полумуфт, исходя из условия необходимой жесткости соединения.

Наружный диаметр муфты D_e выбирают по конструктивным соображениям максимальным (для обеспечения устойчивого положения инструментального диска РГ). Число зубьев z венцов муфты следует принимать таким, чтобы можно было обеспечить деление на необходимое число позиций. Например, муфта с 96 зубьями может быть использована в 4-, 6-, 8- и 12-позиционных револьверных головках.

Расчет геометрических параметров муфты Хирта с прямыми зубьями проводится по соотношениям, приведенным в табл. 6.2.

Выбор тарельчатой пружины: предельная рабочая нагрузка на пружину $F_{пр} = 0,6 F_{max}$, где F_{max} — максимальная сила пружины; выбираем тарельчатую пружину типа 125×71×6 (ГОСТ3057-90), для которой $F_{пр} = 60 \text{ кН} > F_3 = 55,4 \text{ кН}$.

6.2. Расчетные геометрические параметры прямозубой торцевой муфты

Параметр	Расчетная формула
Модуль зубьев, мм	$m^* = D_e / z$
Рабочая высота зуба (на диаметре D_e), мм	$h_p = 1,4m$
Средний радиус венца, мм	$R_{cp} = k_r m$
Длина зуба (ширина венца), мм	$b = k_b m$
Коэффициенты	$k_r = 35...45$ $k_b = 6...8$
Наружный диаметр, мм	$D_c = 2R_{cp} + b$
Половина угла профиля	$\alpha = 20...45^\circ$

* Модуль m округляют до 0,5 мм в большую сторону.

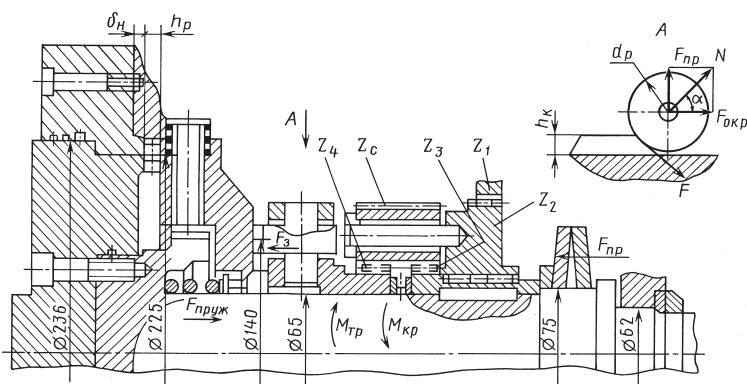


Рис. 6.36. Расчетная схема механизма зажима инструментального диска

Выбор электродвигателя привода РГ осуществляется в соответствии с расчетной схемой нагружения механизма при выполнении операции зажима инструментального диска (рис. 6.36).

Момент $M_{кр}$ на центральном колесе z_4 , в котором смонтирован вращающийся на оси ролик диаметром d_p , находят из зависимости

$$M_{кр} = (F_{окр} + F)R + M_{тр}, \quad (6.2)$$

где $F_{окр}$ — окружная сила на оси ролика при его контакте с торцовым кулачком, имеющим угол подъема профиля α ; F — см. рисунок.

Из схемы находим

$$F_{окр} = F_{пруж} \operatorname{tg} \alpha,$$

здесь $F_{пруж}$ — сила сопротивления возвратной пружины, сжимаемой при наезде ролика на кулачок; ориентировочно можно принять $F_{пруж} = 0,1F_{пр} = 1 \cdot 55,4 = 5,5$ кН; угол подъема профиля кулачка находят из следующего соотношения:

$$\cos 2\alpha = 1 - 2h_k/d_p,$$

где h_k — высота профиля кулачка, имеющего два участка: участок включения полумуфты; участок зажима муфты.

На первом участке $h_k = h_p + 0,5 = 4$ мм, h_p — высота зуба торцевой муфты, равная 3,5 мм; принимая $d_p = 48$ мм, рассчитываем $\cos 2\alpha = 1 - 4/24 = 0,833$, т.е. $\alpha = 16^\circ 45'$; тогда $F_{окр} = 5,5 \cdot 0,301 = 1,66$ кН.

На втором участке $h_k = \delta_n$, где $\delta_n = 0,1$ мм — величина натяга при зажиме полумуфты силовой пружиной $F_{пруж} = 55,4$ кН; тогда $\cos 2\alpha = 1 - 0,1/24 = 0,996$, т.е. $\alpha = 2^\circ 30'$ и $F_{окр} = 55,4 \cdot 0,044 = 2,44$ кН $> 1,66$ кН.

Силу трения качения F ролика по профилю кулачка рассчитывают по формуле

$$F = 2kF_3/d_p,$$

где k — коэффициент трения качения, принимаемый равным 0,01 мм; F_3 — сила зажима, тогда $F = 2 \cdot 0,01 \cdot 55,4/48 = 0,02$ кН.

Момент трения скольжения стопора в кольцевом пазу фланца колеса z_4 можно найти по формуле:

$$M_{тр} = \mu_t F_3 r_n,$$

где μ_t — коэффициент трения скольжения (принимая $\mu_t = 0,012$); r_n — радиус кольцевого паза (в данной конструкции $r_n = 92$ мм); тогда $M_{тр} = 0,012 \cdot 55,4 \cdot 92 = 61,2$ Н·м.

Значение крутящего момента на колесе z_4 рассчитывают по формуле (6.2) после подстановки найденных силовых воздействий и величины радиуса круговой траектории ролика $R = 70$ мм:

$$M_{кр} = (2,44 + 0,02) \cdot 70 + 61,2 = 233,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент на двигателе M_d можно найти из соотношения, учитывающего передаточные отношения планетарного i_2 , простого зубчатого i_p редукторов, а также их КПД:

$$M_d = \frac{M_{кр} i_p i_2}{\eta \eta_2},$$

где $i_p = 0,27$, $i_2 = 0,024$; $\eta = 0,98$ и $\eta_2 = 0,41$; после подстановки численных значений получим

$$M_d = \frac{233,4 \cdot 0,27 \cdot 0,024}{0,98 \cdot 0,41} = 3,82 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем асинхронный электродвигатель типа 4А63А4УЗ, имеющий следующие технические характеристики:

- номинальная мощность $P_n = 0,25$ кВт;
- коэффициент перегрузки по моменту $k_m = 3$;
- номинальная частота вращения $n_n = 1460$ мин⁻¹.

Максимальный пусковой момент с учетом кратковременного режима работы рассчитывают по формуле

$$M_n = 9550 P_n k_m / n_n.$$

После подстановки численных значений получим

$$M_{\text{н}} = 9550 (0,25 \cdot 3) / 1460 = 4,91 \text{ Н} \cdot \text{м}, M_{\text{н}} > M_{\text{д}} = 3,82 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6.2. Транспортные механизмы и устройства для накопления и передачи заготовок, полуфабрикатов, готовых деталей, стружки

В условиях современного машиностроительного завода существует значительная неравномерность уровня автоматизации производства — сочетание сложных автоматических устройств и примитивных ручных операций, на которых значительное число рабочих заняты монотонным и тяжелым физическим трудом. К таким операциям относится транспортирование материалов и деталей на всех этапах технологического процесса от склада материалов до склада готовых изделий, включая установку заготовок на станок. Поэтому в настоящее время уделяется большое внимание автоматизации транспортных и загрузочно-разгрузочных операций.

Автоматизация транспортно-загрузочных операций стала внедряться прежде всего в массовом производстве. В настоящее время высокопроизводительное оборудование (станки-автоматы, автоматические линии (АЛ) и др.) применяется в производстве всех типов — массовом, серийном, единичном. В связи с интенсивным развитием универсального высокоавтоматизированного станочного оборудования (станки с ЧПУ, гибкие производственные модули) удельный вес массового производства резко сокращается.

В условиях серийного и единичного производства одним из главных требований к системам автоматизации становится гибкость, т.е. способность средств автоматизации быть используемыми для различных, часто сменяемых заготовок. Автоматизация транспортно-загрузочных операций штучных заготовок представляет собой сложную проблему из-за большого разнообразия деталей, поэтому был создан самостоятельный агрегат — промышленный робот (ПР). Использование ПР в качестве основных устройств транспортно-загрузочной системы позволило создать более совершенную гибкую производственную систему (ГПС) — роботизированный технологический комплекс (РТК) — автономно действующую совокупность технологических средств производства, обеспечивающих полностью автоматический цикл работы внутри комплекса, связь его с входными и выходными потоками остального производства.

Транспортно-загрузочные операции в условиях механического, механосборочного или сборочного цеха машиностроительного завода это:

- загрузка материалов, заготовок, инструмента, приспособлений и изделий на свободные места склада для хранения и выгрузка их по требованию;
- перемещение этих предметов со складов к рабочим местам (станкам, сборочным позициям) и обратно, а также межоперационное перемещение заготовок между станками.

В современных цехах транспортно-загрузочные процессы автоматизируются комплексно (с учетом возможностей основного технологического оборудования — станков), с управлением от единой ЭВМ.

6.2.1. Классификация транспортных систем

Грузовые потоки механического (механосборочного) цеха представляют собой схему движения по цеху материалов заготовок и собранных изделий, полуфабрикатов, инструмента и технологической оснастки, отходов производства (стружки и пр.) в соответствии с последовательностью хода производственного процесса. В общем случае транспортная система состоит из складов заготовок, обработанных деталей и собранных изделий, полуфабрикатов, инструмента и технологической оснастки, а также транспортных средств и загрузочно-разгрузочных устройств, обеспечивающих связь с технологическим оборудованием (металлорежущими станками, прессами, закалочными установками и др.).

В качестве транспортных средств применяют автоматические и автоматизированные тележки, робокары (рельсовые и безрельсовые), электрокары, электропогрузчики, мостовые и поворотные краны, цепные подъемники, штабелеры, ленточные, роликовые, шаговые, подвесные конвейеры для перемещения заготовок и деталей, кантователи и поворотные устройства (столбы), конвейеры для удаления стружки и т.д. [18].

Составными элементами транспортной системы являются загрузочно-разгрузочные устройства, обеспечивающие связь между оборудованием. Эти устройства встраиваются непосредственно в оборудование — манипуляторы, автооператоры, а также устанавливаются рядом — промышленные роботы, портальные автооператоры и др.

Рассмотрим основные определения и классификацию транспортных систем.

Автоматическая транспортная система (АТС) — совокупность взаимосвязанных самодействующих устройств для межоперационного транспортирования заготовок и готовых изделий в автоматически действующей системе машин (станков) [18, 25].

Рассмотрим структуру и определения транспортных систем автоматических линий (рис. 6.37) [18].

В *синхронных* системах (рис. 6.37, а) станки 1—3 связаны конвейером 5. После окончания обработки заготовок 4 на всех станках конвейер 5 перемещает детали одновременно на следующие позиции, затем станки снова включаются в процесс обработки.

В *несинхронных* системах (рис. 6.37, б) станки 1—3 связаны конвейерами 5, но работают независимо друг от друга. Обработываемые заготовки от станка транспортируются в накопитель 6 и при необходимости поступают из него к следующему станку. Независимая работа станков и транспортной системы позволяет в случае выхода из строя одного или нескольких станков некоторое время не прекращать работу АЛ.

Транспортные системы АЛ подразделяются на два типа: *спутниковые* и *бесспутниковые*. В спутниковых системах (рис. 6.37, в) заготовки 4 закрепляются на приспособлениях-спутниках 7. После обработки детали снимают со спутников и последние возвращаются конвейером возврата в позицию загрузки. В бесспутниковых системах (рис. 6.37, г) заготовки 4 обрабатывают и перемещают без приспособлений конвейером 5.

В *сквозных* транспортных системах (рис. 6.37, д) заготовки 4 перемещают

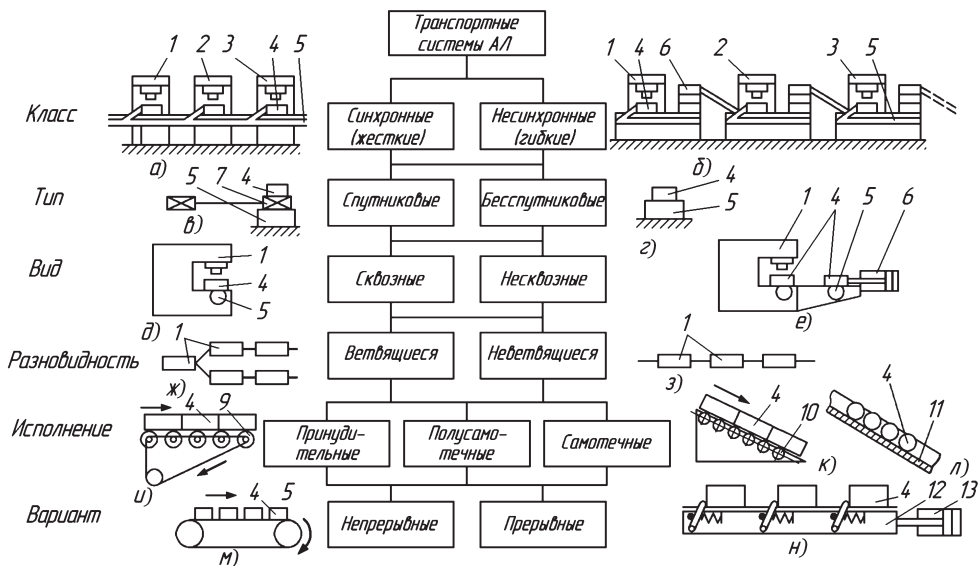


Рис. 6.37. Классификация транспортных систем АЛ

непосредственно из зоны обработки одного станка 1 в зону обработки следующего. В этом случае транспортная система 5 выполняет функции межоперационного перемещения и загрузки.

В несквозных транспортных системах (рис. 6.37, е) заготовки 4 перемещают в три приема: вначале из зон обработки автооператорами 6 на межоперационный конвейер 5, затем перемещается последним на один шаг, после чего загружаются автооператором в зону обработки станка 1. В таких системах необходимы загрузочно-разгрузочные устройства-автооператоры, ПР и др.

В ветвящихся системах (рис. 6.37, ж) в отличие от неветвящихся (рис. 6.37, з) имеются устройства, которые делят поток заготовок на несколько или, наоборот, объединяют несколько потоков в один в зависимости от того, скольким параллельно работающим станкам 1 нужно подать заготовки.

Транспортные системы различают по способу использования сил для перемещения деталей. В принудительных системах применяют ПР, автооператоры и конвейеры. Например, в роликовом конвейере (рис. 6.37, и) движение заготовки 4 обеспечивается принудительным вращением роликов 9. Полусамотечный способ (рис. 6.37, к) используют в отдельных транспортных системах АЛ для небольших не катящихся деталей, где применены лотковые системы, в которых деталь 4 скользит на свободно вращающихся роликах 10. Самотечный способ (рис. 6.37, л) применяют в основном для перемещения катящихся деталей 4 по лотку 11 (реже для не катящихся) под действием силы тяжести детали.

Все исполнения подразделяют на два варианта: непрерывные (рис. 6.37, м), когда заготовки 4 перемещаются конвейером 5 постоянно, прерывные (рис. 6.37, н), когда заготовки 4 перемещаются устройством 12, совершающим возвратно-поступательное движение с помощью гидроцилиндра 13.

Устройство транспортно-загрузочной системы зависит от конструкций станков, технологии обработки деталей и ряда других факторов производства. Разнообразие таких систем огромно, поэтому в дальнейшем рассмотрим только основные элементы, из которых может состоять транспортно-загрузочная система.

6.2.2. Загрузочно-разгрузочные устройства

В общем виде загрузочно-разгрузочные устройства включают в себя емкость для накопления заготовок в виде бункера или магазина, захватно-ориентирующий механизм, руку с захватным устройством, кантователь, ворошитель, отсекаТЕЛЬ, приводной и передающий механизмы [18].

Бункер предназначен для накопления заготовок в неориентированном положении (навалом).

Магазин служит для накопления заготовок в ориентированном положении.

Захватно-ориентирующий механизм осуществляет захват заготовки из бункера, ее ориентацию и подачу в станок.

Рука — механизм, служащий для подачи заготовки из бункера или магазина в зажимное приспособление станка и снятия обработанной детали.

Кантователь — механизм для поворота заготовки в процессе транспортирования.

Отсекатель — механизм для поштучного отделения заготовок от общего потока.

На рис. 6.38 показаны типовые механизмы загрузочных устройств. В бункере, представленном на рис. 6.38,а, захват заготовок 1, уложенных навалом в чаше 2, и их подача в лоток 5 (в ориентированном положении) осуществляются вращающимся конусным дном 3 с шипами 4. В бункере на рис. 6.38, б захват заготовок 1 из чаши 2 и выдача в лоток 5 производятся диском 6 с отверстиями, куда попадают заготовки 1. Накопление, и перемещение заготовок 1 в рабочую зону (РЗ) в наклонной лотке 5 (рис. 6.38, в) происходят самотеком. Лотки 5 выполняют роль магазинного устройства для накопления заготовок. Иногда магазинные устройства выполняются в виде отдельных емкостей. Передача заготовок 1 из лотка 5 в РЗ осуществляется шибберным 7 (рис. 6.38, г) или дисковым 8 (рис. 6.38, д) питателем. Для передачи заготовок в рабочую зону и выгрузки обработанных деталей (рис. 6.38,е) служит рука с двумя захватными устройствами 9. Такие загрузочные устройства применяются в порталных автооператорах.

Загрузочно-разгрузочные устройства являются целевыми механизмами, влияющими на компоновку и конструкцию автомата.

В зависимости от расположения заготовок в емкости загрузочно-разгрузочные устройства подразделяют на три типа: бункерные, магазинные и штабельные. В *бункерном* устройстве (рис. 6.38,а) заготовки в емкости располагаются беспорядочно, навалом или россыпью; в *магазинном* (рис. 6.38, г, д) — в один ряд вплотную или в разрядку (с промежутками); в *штабельном* (рис. 6.38, в) — в несколько рядов или слоев.

Бункерные загрузочные устройства имеют разнообразные по конструкции емкости и снабжаются специальными захватными и ориентирующими устройствами, которые выбирают заготовки, лежащие навалом, и подают их в ориентированном положении в транспортное или накопительное устройство, например

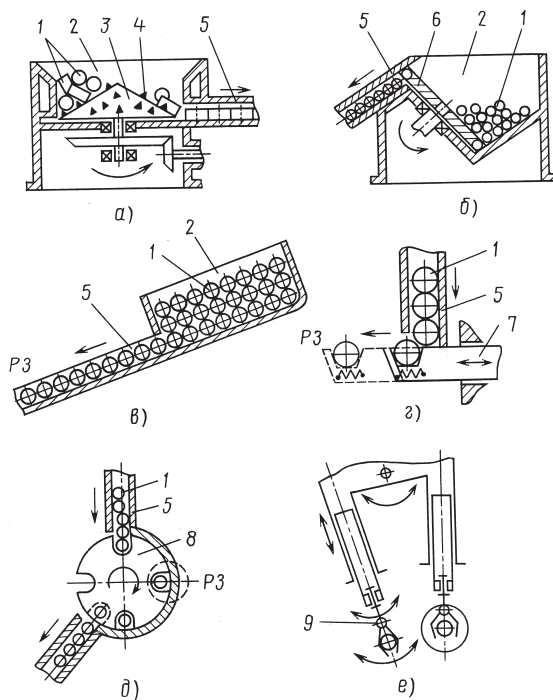


Рис. 6.38. Типовые механизмы загрузочных устройств

в лоток 5 (рис. 6.38, а, б). Этот тип устройств является высокоавтоматизированным, но его применение ограничивает громоздкость конструкции, склонность заготовок к сцеплению и образованию «сводов», хрупкость заготовок и др.

Простейшие магазинные загрузочные устройства состоят из одних лотков, в которых заготовки перемещаются самотеком непосредственно в зону обработки. В более сложное магазинное устройство входит еще рабочий орган 7 (рис. 6.38, з) с захватным устройством, действующим синхронно с другими исполнительными органами станка.

В штабельных загрузочных устройствах (рис. 6.38, в) заготовки размещаются в несколько рядов. Однако возникновение чрезмерного давления верхних рядов деталей на нижние ведет к образованию «сводов», что затрудняет выдачу заготовок.

Кроме того, загрузочно-разгрузочные устройства подразделяют по месту встройки — непосредственно встроенные в оборудование и расположенные около оборудования, имеющие свой привод.

Вышеперечисленные устройства применяются, как правило, в станках-автоматах и в жестких автоматических линиях. Их переналадка — процесс весьма трудоемкий и длительный, так как кроме регулировок и настроек требуется конструктивное изменение многих узлов.

Загрузочно-разгрузочные устройства ГПС должны обладать принципиально новым качеством — гибкостью, т.е. способностью быстрой переналадки на работу с другим видом заготовок.

Оснащение гибких производственных модулей (ГПМ) системами автоматической смены заготовок является одним из факторов, повышающих производительность модулей, так как установка и выверка заготовок (особенно корпусных деталей произвольной формы) непосредственно на станке вызывают довольно длительные простои дорогостоящего оборудования. В связи с многообразием формы корпусных и плоских заготовок более рационально применять столы-спутники, на которых они предварительно закрепляются. В то время как один из столов-спутников находится на станке и установленная на нем заготовка обрабатывается, на других спутниках могут производиться следующие операции:

- смена обработанной детали на заготовку; установка и зажим частично обработанной заготовки в другое положение;
- доставка детали после обработки в позиции контроля или промывки;
- доставка детали на межоперационные транспортные устройства.

Столы-спутники для крепления обрабатываемых корпусных (плоских и призматических) заготовок для отечественных ГПМ стандартизованы. Столы-спутники имеют ширину: 200...800 мм с одним направляющим пазом (рис. 6.39, а) и 1000...2000 мм с двумя Т-образными направляющими поверхностями (рис. 6.39, б). Рабочая поверхность столов-спутников 6 снабжена крепежными отверстиями 8 или Т-образными крепежными пазами 9 для закрепления заготовки и технологической оснастки. Базовые плоскости 2 служат для установки, а базовые отверстия 1 — для ориентации стола-спутника с помощью фиксирующих штырей на столе станка. Во время перемещения на накопителях столы-спутники ориентируются по направляющим поверхностям 3 и 7.

Для ориентации или выверки заготовок либо технологической оснастки на столах-спутниках выполняются центрирующие отверстия 4 и поверочное отверстие 5, а также упорные планки или направляющие пазы прямоугольного сечения. Для зажима стола-спутника на станке служат поверхности 7.

Система автоматической смены столов-спутников ГПМ состоит из двух основных частей: загрузочного устройства и накопителя столов-спутников.

На рис. 6.40 показаны наиболее широко применяемые схемы загрузочных устройств [44]. В поворотном загрузочном устройстве (рис. 6.40, а) для смены столов-спутников 3 стол 2 станка 1 перемещается по одной или двум координатам в позицию смены заготовок, в которой он стыкуется с загрузчиком 4, после чего на свободную платформу загрузчика со станка перемещается спутник с обработанной деталью. Затем загрузчик 4 поворачивается на 180°, и с другой его платформы на станок перемещается спутник с новой заготовкой.

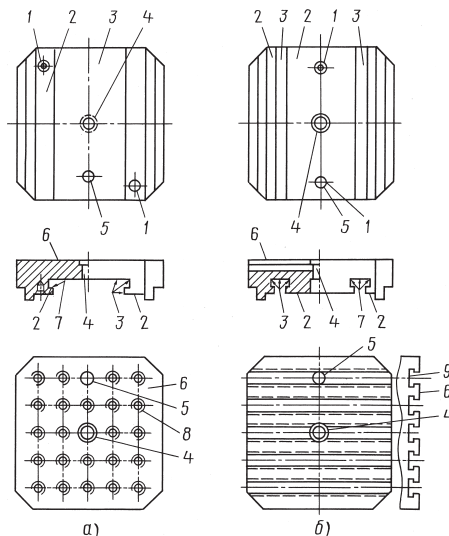


Рис. 6.39. Столы-спутники для призматических заготовок

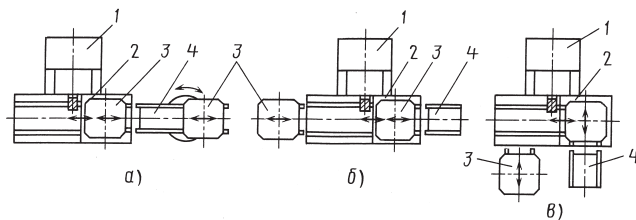


Рис. 6.40. Схемы компоновки загрузочных устройств

Загрузочные устройства с *раздельными платформами 4*, расположенными с двух противоположных сторон от стола станка (рис. 6.40, б), обычно применяются в достаточно крупных ГПМ с шириной столов-спутников не менее 1000 мм.

Широко распространено загрузочное устройство с платформами 4, расположенными с *одной стороны стола* и установленными на подвижном или неподвижном основании (рис. 6.40, в). Загрузочные устройства оснащаются механизмами перемещения (гидроцилиндрами, винтовыми или цепными передачами) столов-спутников.

На ГПМ для обработки деталей типа тел вращения в качестве загрузочного устройства используются промышленные роботы, которые одним захватом могут переносить заготовки различного диаметра.

6.2.3. Транспортные устройства

Транспортные устройства бывают стационарные, т.е. неподвижно установленные на полу цеха, и подвижные. К первому виду относят конвейеры, подъемники, ко второму — различные тележки (электрокары, самоходные тележки, работающие по автоматическому циклу, робокары и др.).

По способу транспортирования устройства подразделяют на непрерывного и прерывистого действия [18].

Конвейеры непрерывного действия. Наиболее распространены *ленточные* (рис. 6.41, а) и *цепные* (рис. 6.41, б) конвейеры. Грузонесущим и тяговым органом для перемещения заготовок 3 в таких конвейерах служит лента 4 или втулочно-роликовая цепь 7, которые натянуты на барабаны 1 или звездочки 6, смонтированные в корпусе 5. Для предотвращения их провисания предусмотрены направляющие планки 2. Такие конвейеры применяют для относительно легких заготовок 3.

Роликовые конвейеры (рис. 6.41, в) состоят из роликов 2, укрепленных на осях в корпусе 5. Роликам сообщается вращение от привода 1 через замкнутую цепь 6 и звездочки 4, закрепленные на осях роликов. Перемещение заготовок 3 или приспособлений-спутников происходит под действием сил трения между роликами и заготовками. Ролики могут быть посажены на оси через фрикционные втулки, что позволяет им проскальзывать относительно своих осей под остановленными заготовками.

Вибрационные конвейеры используют в тех случаях, когда затруднительно перемещать заготовки 3 другими способами. Конвейер состоит из лотка 2 (рис. 6.41, г), плоских пружин 1 и основания 5. Лоток получает движение от

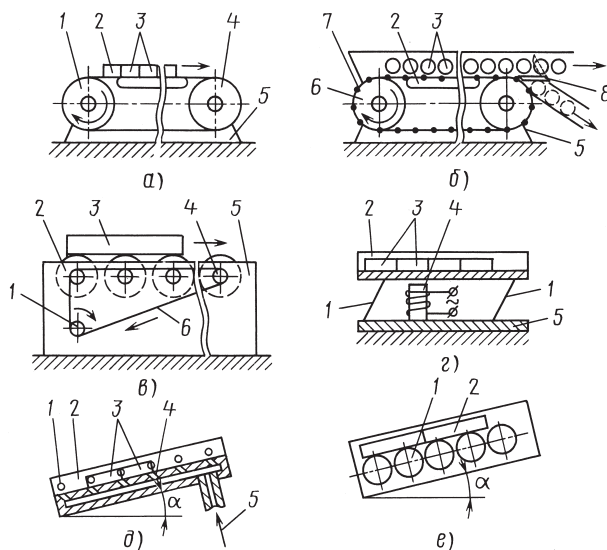


Рис. 6.41. Конвейеры непрерывного действия

электромагнитного вибратора 4 или от эксцентрикового механизма. Основным недостатком таких конвейеров является возможность передачи вибрации на станки.

Пневматический *полусамотечный* конвейер представлен на рис. 6.41, д. Перемещение заготовок 3 в лотке 2 конвейера, расположенного наклонно под углом $\alpha = 1 \dots 1,5^\circ$, меньшим угла трения, осуществляется сжатым воздухом 5 (давление $0,01 \dots 0,02$ МПа), подаваемым через отверстия 1 и 4. Заготовки двигаются под действием струй сжатого воздуха и воздушной подушки между лотком и заготовкой 3.

Лотковые самотечные конвейеры предназначены для перемещения заготовок под действием собственного веса качением (для круглых заготовок), качением по роликам (рис. 6.41, е) (или скольжением) по наклонному лотку некруглых заготовок. Угол наклона α конвейеров устанавливается в зависимости от способа перемещения заготовок и их свойств (типа материала, качества поверхности, массы и др.). При перемещении круглых заготовок качением $\alpha = 5 \dots 10^\circ$, при скатывании заготовок 2 по роликам 1 (см. рис. 6.41, е) $\alpha = 3 \dots 5^\circ$, при скольжении по наклонным лоткам угол α должен быть больше угла трения. Для уменьшения скорости перемещения заготовок в конвейерах применяют демпфирующие устройства (амортизаторы, фрикционы и др.), а также разные конструкции спусков.

Следует отметить, что конвейеры имеют дополнительные устройства: делители 8 (рис. 6.41, б), отсекатели для разделения потока деталей на несколько и, наоборот, для объединения нескольких потоков в один.

Конвейеры прерывистого действия. Шаговые конвейеры наиболее распространены и бывают двух типов: с убирающимися собачками (рис. 6.42, а) или поворачивающимися захватными устройствами (рис. 6.42, б). У первого типа

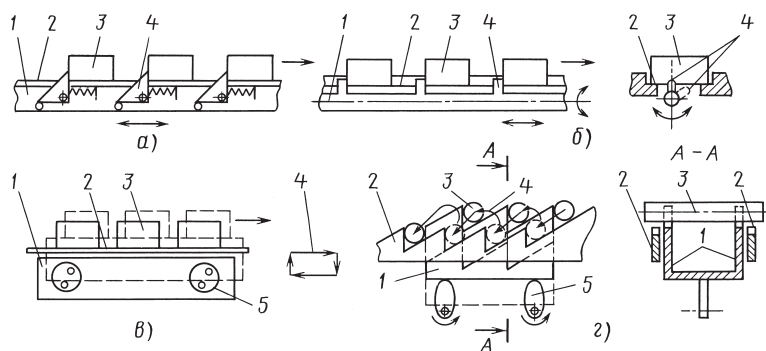


Рис. 6.42. Конвейеры прерывистого действия

конвейеров перемещение по направляющим 2 заготовок 3 (спутников) осуществляется захватами в виде подпружиненных храповых собачек 4, укрепленных на осях в штанге 1, совершающей возвратно-поступательное движение с помощью гидравлического цилиндра или другого привода. У второго типа конвейеров (рис. 6.42, б) заготовки 3 перемещаются по направляющим 2 захватными устройствами в виде флажков 4, укрепленных на круглой штанге 1, совершающей возвратно-поступательное и вращательное движения, необходимые для холостого (обратного) хода.

Перекалывающие планочные конвейеры применяют для перемещения заготовок 3, для которых не допускается скольжение по направляющим 2 (рис. 6.42, в). Заготовки движутся по направляющим перекалыванием планкой 1, совершающей движение от вращающихся эксцентриков 5 по сложному циклу 4: подъем, движение вперед, опускание, движение назад (возврат планки 1 без заготовок).

Пилообразные конвейеры применяют для перемещения поперек оси заготовок типа вал. Конвейер (рис. 6.42, г) состоит из двух неподвижных пилообразных реек 2, между которыми размещены две подвижные рейки 1, перемещаемые вверх-вниз от кулачкового механизма 5. Детали 3 скатываются по наклонной части реек под действием силы тяжести по траектории 4.

Конвейер для *вертикального транспортирования* изделий называют подъемником. Конструкции подъемников во многом аналогичны конструкциям конвейеров.

Конструкция и принцип работы конвейера зависят от габаритов, формы и других характеристик обрабатываемой заготовки, а также технологического процесса ее обработки. Поэтому существует большое многообразие конвейеров кроме рассмотренных выше, например валковые конвейеры для загрузки-выгрузки вращающихся деталей, винтовые и гребенчатые, шаговые с управляемыми собачками для обеспечения накопления заготовок и др. Для знакомства с их принципом действия и конструкцией следует обращаться к специальной литературе [18, 24, 25].

В ГПС при большой серийности используются, как правило, конвейерные транспортные системы, а при малой — автоматические тележки рельсовые (для деталей больших размеров) и безрельсовые управляемые от ЭВМ и перемещающиеся по заданному маршруту между ГПМ и складом.

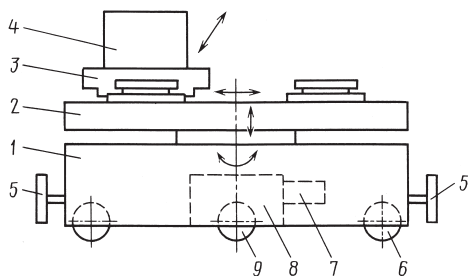


Рис. 6.43. Автоматическая самоходная тележка

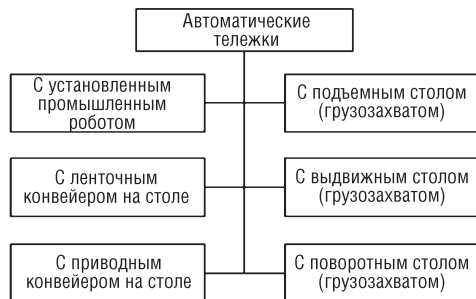


Рис. 6.44. Классификация транспортных автоматических тележек

Использование безрельсовых автоматических тележек позволяет повысить мобильность внутрицехового транспорта, повысить интенсивность и организованность межоперационных и межучастковых перемещений грузов, эффективно использовать ЭВМ при сокращении численности рабочих на транспортных операциях. Тележка состоит из основания 1 (рис. 6.43) с ромбовидным размещением колес 6, 9, что повышает ее маневренность и упрощает устройство разворота [31]. С торцов основания смонтированы подвижные бамперы 5 для автоматического торможения и остановки в случае возникновения препятствия. В основании расположены приводы на колеса 9, состоящие из редукторов 8, электродвигателей 7 с питанием от аккумуляторных батарей. На основании монтируется грузовая платформа 2 для транспортирования и загрузки-выгрузки столов-спутников 3 с заготовками 4. На рис. 6.44 приведена классификация тележек с использованием грузовых платформ, которые совершают различные движения для обеспечения грузозахвата.

Трассу следования автоматических тележек выбирают, исходя из условий производства. Одни тележки способны обслуживать оборудование только в пределах заранее проложенной трассы, а другие могут съезжать с пути, чтобы объехать препятствие или изменить технологический маршрут.

Системы маршрутослежения транспортных тележек, используемых в промышленности, представлены на рис. 6.45 [31]. Каждая система имеет свои преимущества и недостатки.

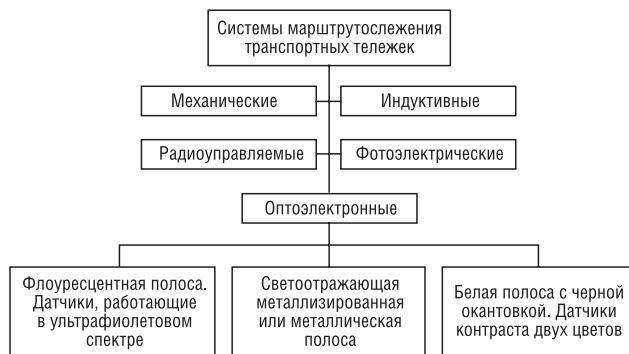


Рис. 6.45. Классификация маршрутослежения транспортных тележек

Механическая система надежна и имеет простое устройство (рельсы, швеллер), но при этом трудно изменить конфигурацию трассы.

Индуктивная система имеет достаточную надежность для работы как внутри, так и вне помещения. Траектория тележки задается кабелями, проложенными в полу цеха в канавке глубиной 20 мм и шириной 8 мм, которая затем заливается эпоксидной смолой. Кабель образует замкнутый контур, по которому пропускается ток частотой 5...32 кГц. При этом создаваемое магнитное поле взаимодействует с двумя приемными катушками индуктивности, смонтированными на тележке. По рассогласованию напряженности поля в катушках вырабатывается сигнал, определяющий траекторию движения тележки. Недостатком является чувствительность к электромагнитным помехам.

Радиоуправляемая тележка обладает высокой оперативностью, но возможны помехи и ограничения на использование разных частотных диапазонов.

Фотоэлектрическая и *оптоэлектронная* системы маршрутослежения позволяют обеспечить большую точность позиционирования, но надежность во многом зависит от качества трассы: границы белой полосы и черного фона должны быть четкими, а поверхность матовой. Оптические излучатели (лампы, лазерные маяки), а также приемники (фотодатчики и фотосопротивления), используемые в оптических датчиках, предъявляют высокие требования к чистоте оптики и среды, через которую передаются световые лучи. Все эти требования трудно соблюсти в условиях производства.

Наибольшее распространение получила индуктивная система маршрутослежения по электромагнитному кабелю.

6.2.4. Транспортные промышленные роботы

Всем требованиям ГПМ наиболее полно отвечают промышленные роботы (ПР). Применение ПР обеспечивает автоматизацию и необходимую гибкость при перенастройке основного технологического оборудования. Они выполняют операции взятия заготовок из накопительно-ориентирующих устройств, транспортирования и установки их в зону обработки, осуществляют взятие готовых деталей, транспортирование и укладку их в тару или на промежуточные устройства для выполнения последующих операций, причем все эти операции могут быть выполнены одним роботом.

Промышленный робот — автоматическая машина, стационарная или передвижная, состоящая из исполнительного устройства в виде манипулятора, имеющего несколько степеней подвижности, и перепрограммируемого устройства управления для исполнения технологических и вспомогательных операций [18, 31].

По характеру выполняемых операций ПР подразделяют на три группы:

- 1) производственные роботы, предназначенные для автоматизации основных операций технологического процесса (сборка, сварка, окраска и т.д.);
- 2) подъемно-транспортные роботы, предназначенные для автоматизации вспомогательных операций (установка, снятие заготовок и инструмента, удаление стружки и т.п.);
- 3) универсальные роботы, выполняющие основные и вспомогательные операции.

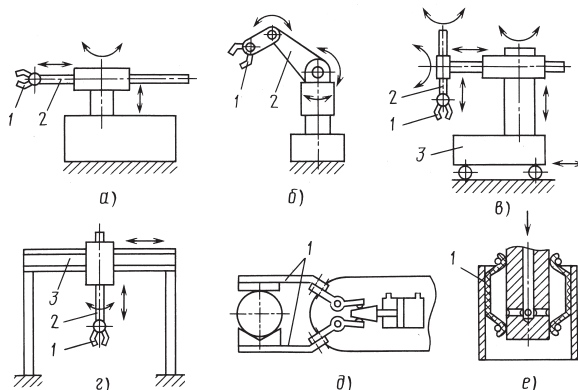


Рис. 6.46. Типовые конструкции промышленных роботов

Конструкция механической системы ПР зависит от технологического назначения, типов приводов, системы управления и т.п.

Рассмотрим типовые конструкции промышленных роботов, часто встречающиеся в промышленности.

Напольные роботы с горизонтальной выдвижной рукой и консольным механизмом подъема представлены на рис. 6.46, а [18, 25, 31].

Роботы данной группы в настоящее время составляют большинство как по общему количеству, так и по числу модулей. Консольный механизм подъема обеспечивает малый ход руки по высоте, поэтому большинство конструкций относится к специальным и специализированным моделям, выполняющим простейшие загрузочно-разгрузочные операции. Рука 2 робота представляет собой пневмоцилиндр с выдвижным штоком, на конце которого закреплено захватное устройство 1. Конструкция, размеры и форма захватных устройств зависят от характеристик обрабатываемых изделий, конструктивных особенностей ПР и производственных условий. Как правило, ПР комплектуют набором типовых захватных устройств, которые можно менять в зависимости от конкретного задания.

Захватные устройства классифицируют по принципу действия, способу управления, универсальности и др. По *принципу действия* — механические, магнитные, вакуумные, с эластичными камерами. По *способу управления* — неуправляемые, жестко программируемые и адаптивные.

На рис. 6.46, б показан ПР с *многозвенной рукой* 2. Преимуществом такой руки является компактность и возможность обслуживания большой зоны при малых габаритах механизма, но за счет усложнения механической системы и системы управления ПР.

Для совмещения загрузочно-разгрузочных и транспортных операций (повышение универсальности и мобильности) используются *транспортные* роботы. На рис. 6.46, в показан ПР, установленный на автоматической тележке 3 (см. рис. 6.43). При необходимости экономии производственных площадей или невозможности использования напольных транспортных средств используются *портальные* роботы (рис. 6.46, г), перемещающиеся по направляющим 3, закрепленным на стойках или под потолком цеха.

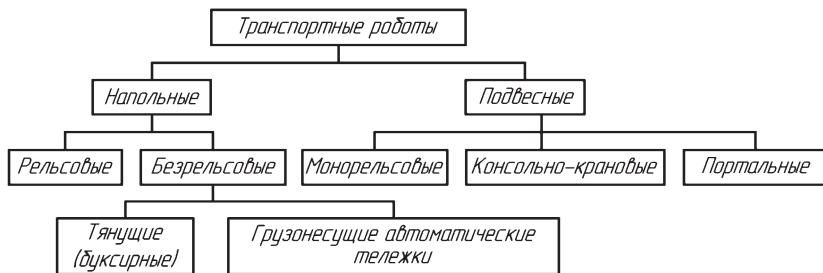


Рис. 6.47. Классификация транспортных роботов

На рис. 6.46, д, е показаны широкозахватные центрирующие устройства со сменными губками 1 и соответственно центрирующее захватное устройство с эластичной камерой 1.

На рис. 6.47 приведена классификация транспортных роботов [31].

6.2.5. Накопительные устройства

Для обеспечения ритмичности автоматизированного производства создаются накопительные системы разных уровней — межцеховые, цеховые и локальные [26]. Функции накопителей могут выполнять транспортные средства, склады, стеллажи, бункерные и магазинные устройства, тактовые столы, а также вспомогательные устройства — подъемные и поворотные столы, ориентаторы, адресователи, лотки, толкатели, питатели, тара и др.

Наличие накопителей в автоматизированном производстве повышает коэффициент технического использования оборудования за счет сокращения общих простоев. Например, моделирование АЛ из пяти участков с коэффициентом технического использования каждого 0,95 показало, что коэффициент использования линии в целом равен 0,79 при нулевом запасе каждого межучасткового накопителя и 0,93 при запасе на 15 мин.

Накопители деталей АЛ, как правило, совмещены с загрузочно-разгрузочными устройствами (см. рис. 6.38) бункерными и магазинными и выполнены в виде дисков, барабанов, спиральных и наклонных лотков и др.



Рис. 6.48. Грузопотоки обрабатывающей ячейки ГПС

Особые требования (компактность, универсальность, мобильность) к устройствам транспортирования заготовок к станкам и обработанных деталей к накопителям предъявляет ГАП. Указанным требованиям отвечают кассетные магазины, накопители заготовок в поддонах, роликовые конвейеры-накопители, тактовые столы, стеллажи, склады и др.

Схема взаимодействия накопителей и обрабатывающего оборудования показана на рис. 6.48 [26].

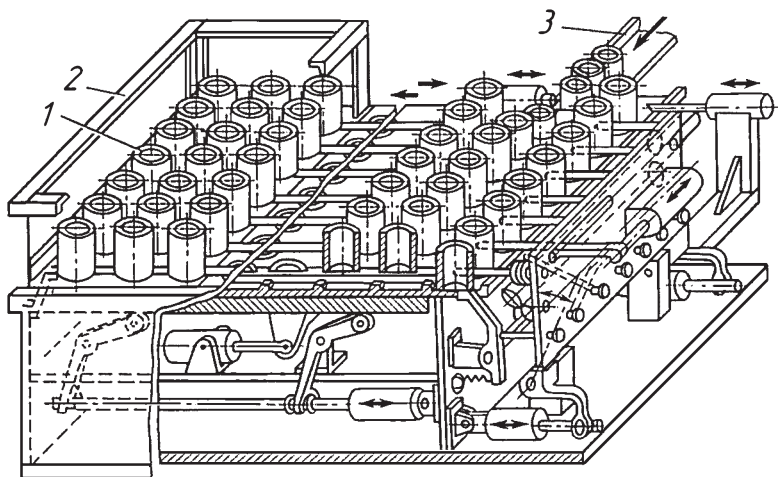


Рис. 6.49. Кассетный магазин

Локальные накопители или склады содержат заготовки, тару, инструмент, оснастку для работы обрабатывающей ячейки в оптимальном режиме. Этот режим задается многоуровневой системой управления ГПС, которая определяет работу основного технологического оборудования, накопителей и транспорта. Готовые детали, замененные инструмент и оснастка, отходы транспортируются в накопители или другие обрабатывающие ячейки ГПС.

Рассмотрим устройства некоторых накопителей, наиболее часто применяемых в ГПС. *Кассетные* магазины предназначены для хранения, главным образом, крупных деталей (гильз, поршней, колец и пр.), перемещаемых на торцах [18]. Особенностью такого магазина (рис. 6.49) является наличие съемной кассеты 2, что позволяет (для увеличения общей вместимости магазина) складировать кассеты с деталями вне магазина и выдавать из этого запаса детали 1 через магазин. Магазин, работая в режиме выдачи, автоматически выгружает детали 1 из кассеты 2, а в режиме приема — загружает детали с конвейера 3 в кассету 2.

При обработке различных деталей средних размеров типа вал в ГПС для межоперационного накопления применяют накопители *в виде поддонов* 2, собранных в штабеля 8, 9 (рис. 6.50) [18]. Особенностью накопления заготовок 3 и обработанных деталей 1 в поддонах является возможность тесного складирования, и, следовательно, наибольшая вместимость.

Работа ГПС с использованием системы поддонов для накопления с управлением от ЧПУ происходит в следующей последовательности: в зависимости от вида обработки выбирается требуемый штабель 9 поддонов с заготовками. С помощью выдвижного (подъемного) стола 10 самоходной тележки 11 штабель 9 устанавливают на приемную позицию, которая находится в зоне обслуживания порталным автооператором (штабелеукладчиком) 7. Рука 4 автооператора забирает крайнюю по порядку заготовку 3, а на ее место рука 5 устанавливает обработанную деталь 1. После этого автооператор 6 перемещается к станку для снятия рукой 5 обработанной детали и загрузки станка рукой 4 новой заготовки.

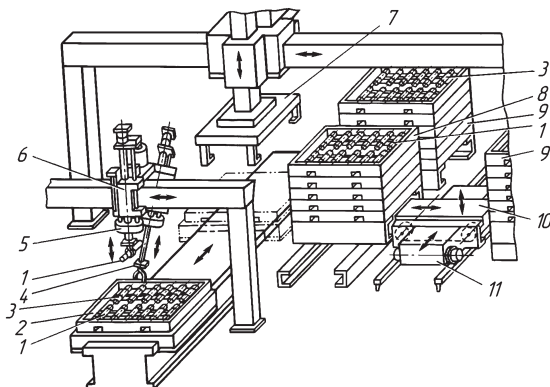


Рис. 6.50. Система накопителей заготовок в поддонах

Многоцелевые станки с ЧПУ оснащают магазинами-накопителями и загрузочными устройствами для возможности их использования в третью смену в режиме «безлюдной» технологии.

На рис. 6.51 показан *роликовый* накопитель для корпусных деталей (спутников), имеющий наибольшее распространение [44]. Он состоит из четырех роликовых ветвей 4, 5, 7, 10 и четырех круглых столов 1 для поворота деталей 8 (спутников) на 90° в местах перехода с одной ветви на другую. Вращение роликов 3 осуществляется от привода с помощью замкнутых втулочно-роликовых цепей через звездочки, посаженные на оси роликов. Перемещение детали 8 на стол 1 и со стола на конвейер осуществляется роликами 2, установленными на рабочей поверхности стола и вращаемыми от самостоятельного привода. Заготовки в накопитель загружают на позиции 9 вручную или с помощью самоходной тележки. Передача заготовки на станок осуществляется загрузочным устройством 6. Ветвь 7 в магазине предусмотрена для возврата деталей, не попавших на станок.

В настоящее время широко распространены ГПМ с накопителем заготовок в виде *тактовых столов* для обработки деталей типа тел вращения [44]. Тактовый стол 1 (рис. 6.52) перемещает заготовки 3 по команде системы управления

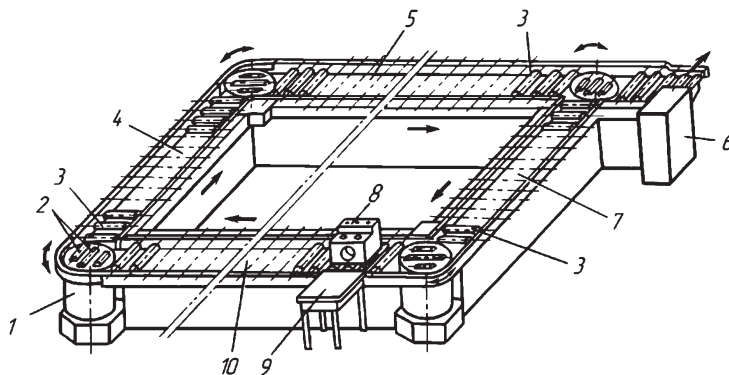


Рис. 6.51. Роликовый накопитель для корпусных заготовок

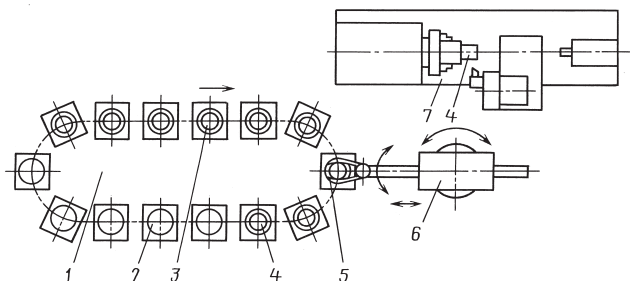


Рис. 6.52. Схемы работы транспортно-накопительной системы токарного ГПМ

в позицию 5, из которой они переносятся на станок 7 транспортно-загрузочным устройством ПР 6. Заготовки 3 и обработанные детали 4 могут устанавливаться непосредственно на тактовом столе на кодированных спутниках 2 для загрузки-выгрузки в любом заданном по программе порядке. Смена заготовки и ее переверт для зажима в патроне осуществляются тем же ПР 6, который переносит заготовку из накопителя 1 в станок 7.

Важную организующую роль в ГПС играют склады, поскольку они осуществляют взаимодействие ее с внешними системами предприятия (с другими производственными подразделениями, с внутризаводским транспортом и т.д.). Через склады в ГПС поступают и отправляются все материальные грузопотоки, необходимые для его успешного функционирования.

Автоматизированная складская система ГПС предназначена для приема, хранения нормативного запаса, выдачи в производство и учета исходного сырья, основных материалов и заготовок, вспомогательных материалов, тары, инструмента и приспособлений, сменных захватов и запасных частей для станков и ПР, используемых в ГПС, накопления и временного хранения готовых изделий, отходов производства, бракованных деталей.

В конструктивном отношении наиболее распространенный автоматический стеллажный склад может включать в себя в том или ином сочетании набор из следующих элементов: стеллажные конструкции, автоматические штабелирующие машины, тара и устройства для ее перегрузки со штабелирующей машины

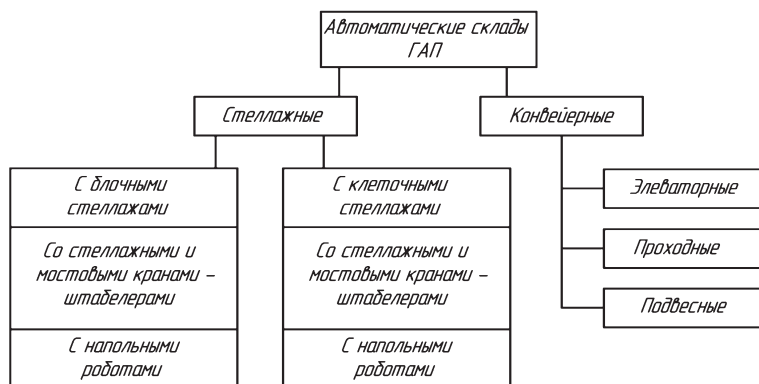


Рис. 6.53. Классификация складских подсистем ГПМ по типам оборудования

на накопитель, устройства для передачи тары с накопителя на транспортную систему ГПС или в обратном направлении и др.

Примерная классификация автоматических производственных складов ГАП приведена на рис. 6.53 [26]. За основные признаки классификации приняты наличие стеллажных конструкций, типы и конструкция стеллажей и штабелирующих машин. Возможна классификация автоматических складов ГПС и по другим признакам: объему и размерам складов, выполняемым функциям, типам и параметрам складской тары и др.

6.2.6. Устройства для сбора и транспортирования стружки

Проблема автоматизированного сбора и удаления стружки является одной из важнейших при создании ГПС, так как без ее решения практически невозможна работа станков в условиях отсутствия вспомогательного обслуживающего персонала.

Автоматизация удаления стружки включает в себя получение требуемой формы стружки (дробление), отвод ее от станка, удаление от АЛ или ГПС. Транспортирование стружки осуществляется:

- конвейерами, установленными ниже уровня пола, на которые стружка падает от отдельных станков;
- с помощью автоматических транспортных тележек, которые перемещают стружку, собранную в конвейеры, в позицию разгрузки.

Автоматизация отвода стружки от станков разрешает следующие проблемы:

- предотвращается концентрация тепла в местах контакта стружки с узлами станка, что повышает точность обработки;
- уменьшается опасность несчастного случая, растут культура и привлекательность труда;
- повышается коэффициент использования станка вследствие сокращения простоев и др.

Отвод стружки осуществляется транспортными устройствами, эффективность которых зависит от правильно выбранного типа и размеров в зависимости от конкретных условий.

При этом учитываются форма стружки, материал, объем и масса стружки, расход СОЖ, особенность оборудования (свободное место, зона обработки и т.п.), сменность работы и другие факторы. Некоторые типовые устройства для транспортирования стружки от различных групп станков приведены в табл. 6.3.

Пластинчатые транспортеры универсальны. В качестве рабочего органа используется шарнирно-пластинчатая лента.

Скребковые транспортеры широко применяются для удаления стружки от станков и АЛ. Стружка непрерывно проталкивается и выгружается скребками 1, укрепленными на двух боковых цепях 2. Такие транспортеры могут преодолевать подъемы до 60°, требуют малого ухода и имеют сравнительно низкую стоимость.

Скребково-штанговый транспортер применяют в основном в цехах при токарной обработке, когда образуется большое количество витой стружки. На штанге 4 приварены по всей длине ерши 3. Гидропривод перемещает штангу 4 вперед и назад, стружка при рабочем ходе захватывается ершами и подается на шаг вперед, а при движении штанги назад задерживается ершами 2, приварен-

6.3. Устройство для транспортирования стружки

Тип транспортера		Схема	Вид стружки	Станки
Плоский			Все виды	Многих групп (тяжелые, специальные)
Скребок	Цепной		Короткая, раздробленная	Фрезерные, многоцелевые
	Штанговый		Пучки, витая, спиралевидная	Токарные, специальные
	Толкающий		Короткая, раздробленная	Расточные, фрезерные
Вибрационный			Спиралевидная, короткая	Фрезерные, токарные, карусельные и др.
Шнековый			Мелкая, дробленая, короткая, витая	Токарные автоматы, зубообрабатывающие
Магнитный			Короткая, мелкая	Зубообрабатывающие, протяжные
Гидроконвейер			Мелкая и очень мелкая, шлак	Многоцелевые, зубообрабатывающие, шлифовальные

ными к стальному коробу 1. Такой транспортер имеет очень высокую производительность, но не может транспортировать мелкую стружку.

В качестве скребков в скребковом транспортере толкающего типа используются поворотные пластины 1, которые при прямом ходе опираются на элемент 2 и перемещают стружку. При обратном ходе пластина 1 поднимается и практически стружку не перемещает. Плохо транспортирует витую, длинную стружку.

Вибрационный транспортер осуществляет транспортирование стружки за счет использования ее сил инерции и сил трения о поверхность лотка 1. Для обеспечения направленного движения стружки необходима асимметрия этих сил при возвратно-поступательных колебаниях лотка 1, которая достигается созданием гармонических колебаний лотка от эксцентрикового привода 2.

Шнековый транспортер имеет небольшие размеры, но характеризуется повышенным расходом энергии и износом шнека 1 и корыта 2.

Магнитный транспортер состоит из замкнутой цепи 3, на которой смонтированы постоянные магниты 2. При перемещении цепи магниты увлекают за собой стружку по лотку 1.

Гидроконвейеры применяют при условии обильного охлаждения инструмента в зоне обработки. Стружка перемещается в струе жидкости самотеком и требует наклона лотка 1. Для проталкивания стружки предусмотрена труба 2 с соплами 3, через которые жидкость под давлением перемещает стружку по лотку в отстойник.

Стремление облегчить отвод стружки из зоны резания привело к тому, что в многоцелевых станках стали предусматривать свободное пространство под зоной резания; в токарных станках свободному ходу стружки способствует наклон суппорта под углом к горизонту; в станках наибольших размеров для корпусных деталей рабочую поверхность стола выполняют вертикально и т.д.

Для многих технологических процессов ГПС используются моечные машины, в которых детали и приспособления-спутники полностью очищают от стружки.

6.2.7. Примеры автоматизированных транспортно-накопительных систем в производстве

На рис. 6.54 показана схема ГАУ для изготовления деталей и сборки гидравлических обратных клапанов, включающего в себя механический и сборочный участки [26]. В механический участок входят многоцелевой 3 и токарный 1 станки, ПР 2 с шестью степенями подвижности, оснащенный сменными захватными устройствами для загрузки заготовок и выгрузки готовых деталей. Кроме того, ПР настраивает на размер кулачки в патроне токарного станка и после обработки заготовки с двух сторон (без промежуточного складирования) устанавливает ее на стандартное многоместное транспортное приспособление-спутник.

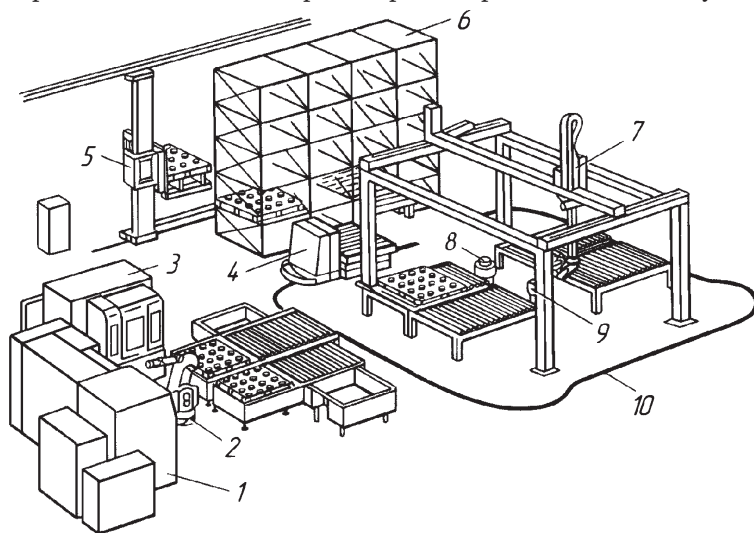


Рис. 6.54. Гибкий автоматизированный участок

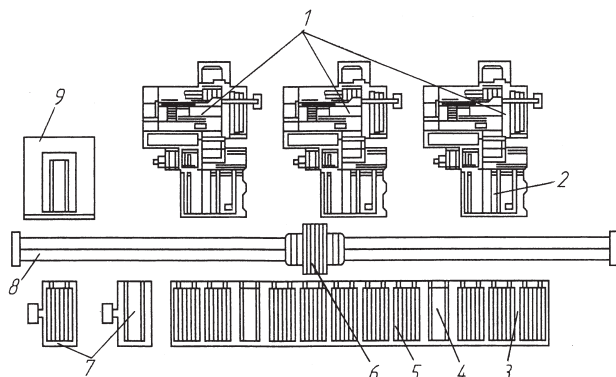


Рис. 6.55. Система автоматической смены заготовок ГПС для обработки плоских деталей

После обработки на многоцелевом станке детали очищают от стружки и устанавливают на приспособление-спутник, которое с обработанными деталями поступает в многоярусный склад 6. Обслуживание склада осуществляется штабелером 5. Сборка клапана производится портальным ПР 7 на двух позициях 8 и 9. Комплектующие детали устанавливают на приспособление-спутник вместе с деталями, прошедшими механическую обработку. ПР захватывает предварительно ориентированные винты и гайки, заворачивает их, окончательно соединяя два узла клапана, и устанавливает клапан на приспособление-спутник. Между механическим и сборочным участками по трассе 10 перемещается тележка 4 с индуктивным управлением.

Всей системой управляют несколько микроЭВМ, связанных с общей ЭВМ цеха.

В ГАУ применяют как конвейерные системы, так и автономно управляемые тележки. При увеличении серийности производства стремятся использовать конвейерные системы, а при уменьшении — автономные тележки.

На рис. 6.55 показана схема ГПС, состоящая из трех вертикальных ГПС 1 с двухместными перегрузочными устройствами 2 и общего накопителя 3 с неподвижными платформами 4 для установки столов-спутников 5 [25]. Столы-спутники перемещаются между накопителем, перегрузочными устройствами 2, станциями 7 установки и снятия обрабатываемых заготовок и моечной машиной 9 с помощью автоматической транспортной тележки (робокары) 6, передвигающейся по рельсовым путям 8. При таком построении транспортно-накопительной системы для обработки новой заготовки, по крайней мере, один раз не требуется подводить робокар к модулю, так как стол-спутник с новой заготовкой уже может стоять на перегрузочном устройстве 2. В результате достигается высокий коэффициент использования оборудования, а также снижается вероятность простоя модулей при отказах в работе транспорта.

Фрагмент компоновки ГПС из шести станков с ЧПУ, обслуживаемых тремя транспортными роботами с индукционной системой маршрутослежения, показан на рис 6.56 [26]. С автоматического склада 5 штабелер 4 передает заготовки на приемный стол 3, где они крепятся на унифицированных спутниках. По мере необходимости с помощью транспортера 2 спутники загружаются на один из

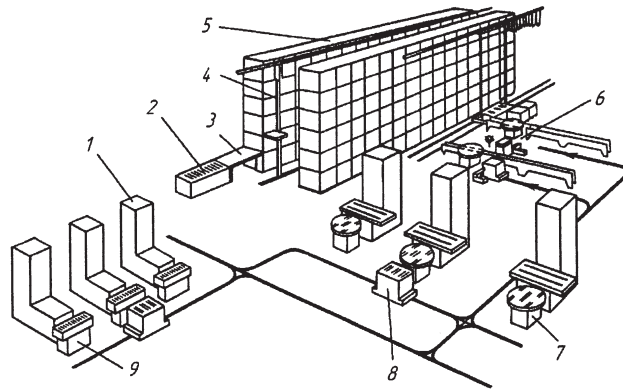


Рис. 6.56. Фрагмент компоновки автоматизированной транспортно-накопительной системы

трех автоматических транспортных напольных роботов 8, которые обслуживают загрузочные транспортеры 9 обрабатывающих центров 7 и загрузочные поворотные столы 7 других многоцелевых станков с ЧПУ. Готовые изделия транспортным роботом передаются на участок контроля (6 — позиция контроля) или другой участок обработки. Транспортно-накопительная система обеспечивает автономную бесперебойную работу ГПС в течение второй и третьей смен, когда производство функционирует в режиме «безлюдной» технологии.

Для длительной автономной работы транспортных тележек предусмотрена подзарядка аккумуляторов. С этой целью у разгрузочных станций создаются посты подзарядки, которые работают в момент погрузки и разгрузки.

6.3. Системы смазывания механизмов станков

6.3.1. Трение без смазочного материала

Трение без смазочного материала имеет место во фрикционных механизмах, тормозах, в устройствах, функционирующих при высоких температурах, когда любой смазочный материал непригоден.

Природа трения молекулярно-механическая [23]: сила трения ($F_{тр}$) имеет две составляющие:

$$F_{тр} = aS_{\phi} + bP_{\kappa},$$

где первое слагаемое обусловлено молекулярным взаимодействием (адгезией) пар трения на площадках фактического контакта (S_{ϕ}), a — коэффициент, характеризующий интенсивность молекулярного взаимодействия; второе слагаемое — результат механического взаимодействия поверхностей при сжимающем давлении в зоне контакта (P_{κ}), b — коэффициент, характеризующий интенсивность механического взаимодействия.

На первую составляющую большое влияние оказывает химическая чистота взаимодействующих поверхностей. Так, если при трении в вакууме коэффициент трения (f) больше единицы, то при заполнении вакуумной камеры воздухом он быстро снижается в несколько раз. Пленки оксидов и загрязнения ме-

таллических поверхностей приводят к снижению коэффициента трения, так как силы молекулярного притяжения между ними могут быть в сотни раз меньше, чем в чистом металлическом контакте. Как правило, снижается и механическая составляющая: прочность оксидов обычно ниже прочности основного металла, поэтому «пропахивание» и «срезание» выступов происходит легче.

Движение в условиях «сухого» трения (без смазочного материала) сопровождается скачками и вибрациями, снизить которые можно за счет увеличения жесткости системы, скорости скольжения или подбора материалов трущейся пары, обеспечивающих монотонную зависимость коэффициента трения от скорости скольжения.

6.3.2. Смазочные материалы

Основные свойства смазочных материалов. Правильный выбор смазочного материала оказывает большое влияние на работу машин.

Смазочный материал выполняет следующие функции:

- обеспечивает снижение сил трения;
- отводит тепло от поверхностей трения;
- удаляет продукты износа с рабочих поверхностей;
- предотвращает загрязнение рабочей зоны, заменяя уплотнение;
- предохраняет детали от коррозии.

Смазочные материалы не должны допускать образования пены, должны хорошо фильтроваться, не быть токсичными, не иметь неприятного запаха, не образовывать стойких эмульсий с водой.

Смазочные материалы можно подразделить на жидкие, пластичные и твердые.

Жидкие смазочные материалы вырабатываются на основе нефтяных (минеральные масла) или синтезированных (синтетические масла) углеводородов с введением дополнительных химических веществ (присадок), улучшающих противоизносные, противозадирные, антиокислительные, противоскачковые, антипенные свойства масел, а также стабилизирующих их вязкостно-температурные характеристики.

Пластичные смазочные материалы состоят из масляной основы (75...95%), загустителя (5...20%) и присадок (0...5%).

Твердые смазочные материалы (дисульфид молибдена, графит и др.) применяются в тех случаях, когда использование обычных смазочных материалов невозможно (в вакууме, при больших температурах или давлениях, при низких скоростях).

Выбор смазочного материала зависит от условий его работы:

- при высоких нагрузках и низких скоростях применяются вязкие масла (пластичные и твердые);
- при высоких скоростях — высококачественные масла с низкой вязкостью;
- при высоких температурах — масла со специальными присадками;
- синтетические масла используются, если необходимо обеспечить стабильные вязкостные и высокие смазывающие свойства в широком диапазоне температур, высокую химическую стабильность и стойкость к старению и окислению (в связи с этим и из-за высокой стоимости применение синтетических масел в металлорежущих станках ограничено).

Минеральные масла. Минеральные масла применяют для смазывания и охлаждения, переноса тепла, в качестве рабочей жидкости гидравлических систем и т. п.

Основными показателями качества масла являются скорость изнашивания контактирующих поверхностей, коэффициент трения, допустимая нагрузка, заедание, приработочные свойства. Вспомогательные характеристики: вязкостно-температурная зависимость, химические свойства (антикоррозионность), вспениваемость, максимальная и минимальная рабочие температуры, окислительная стабильность, диаэрация, совместимость с материалом уплотнений.

Вязкость — одно из важных эксплуатационных свойств, общее для большинства масел.

Вязкость отражает свойства масла сопротивляться деформации сдвига или скольжению слоев, определяя внутреннее трение:

$$F = \mu S dv/dh,$$

здесь F — сила трения; μ — динамический коэффициент вязкости; S — площадь поверхности трения; h — зазор между смазываемыми поверхностями; dv/dh — приращение скорости по толщине слоя.

Относя силу F к площади, получаем выражение для касательных напряжений, возникающих при сдвиге слоев масла:

$$\tau = \mu dv/dh. \quad (6.3)$$

Кинематической вязкостью, $\text{м}^2/\text{с}$, называется отношение динамического коэффициента вязкости к плотности масла ρ :

$$\nu = \mu/\rho.$$

Кинематическая вязкость нормируется для всех минеральных масел при температурах 40 и 100 °С. Увеличение температуры приводит к снижению вязкости. Выбирая масло, следует учитывать три критических значения вязкости: оптимальное при нормальной рабочей температуре, минимальное при максимальной рабочей температуре и максимальное при самой низкой температуре.

Степень зависимости вязкости смазочного материала от его температуры характеризуется индексом вязкости. ГОСТ 25371—97 (соответствует ИСО 2909—81) устанавливает два метода расчета индекса вязкости минеральных масел по кинематической вязкости при 40 и 100 °С. Высокое значение индекса вязкости (85 и выше) указывает на хорошую стабильность вязкостно-температурных свойств масла.

Динамическая вязкость масла в значительной степени зависит от давления, что должно учитываться при конструировании и расчетах механизмов, работающих с большими удельными нагрузками и высоким давлением в узлах трения.

Зависимость вязкости от давления выражается соотношением

$$\mu = \mu_1 e^{\alpha(p-p_1)}, \quad (6.4)$$

где μ и μ_1 — динамическая вязкость при давлении соответственно $p \leq 100$ МПа и давлении $p_1 = 0,1$ МПа; e — основание натурального логарифма; α — пьезокоэффициент вязкости (зависимости вязкости от давления), Па^{-1} , $0,015 \leq \alpha \leq 0,024$.

При высоком давлении вязкость может возрасти настолько, что масло потеряет свойства жидкости и превратится в квазипластичное тело. Динамическая вязкость большинства применяемых масел составляет 0,5...10 Па·с

Сжимаемость масла. Под сжимаемостью понимают относительное изменение объема (V), приходящееся на единицу изменения давления (p):

$$\beta = \frac{1}{V_0} \frac{dV}{dp},$$

где V_0 — начальный объем масла.

Сжимаемость, Па⁻¹, масла зависит от наличия в нем воздуха, объем которого в минеральных маслах может превышать 10% объема жидкости. Наличие растворенного воздуха в масле сказывается на работе гидравлических систем при понижении давления (например, при изменении скорости и направления потока во всасывающей магистрали). В результате из масла начинает интенсивно выделяться воздух, что приводит к образованию «воздушных пробок» в трубопроводах, снижению КПД насоса, смазывающих свойств масла.

Удельная теплоемкость — количество теплоты, необходимое для увеличения температуры единицы массы на один градус (°C). Для минеральных масел при температурах до 100 °C удельная теплоемкость составляет 2,05...2,1 кДж/кг·°C.

Теплопроводность характеризует молекулярный перенос теплоты из-за неоднородности температуры масла. Для минеральных масел теплопроводность составляет $\approx 0,135$ Вт/м·°C.

Температурное расширение, °C⁻¹, минерального масла характеризуется температурным коэффициентом объемного расширения — относительным изменением объема при увеличении температуры на один градус (°C):

$$\alpha = \frac{1}{V_0} \frac{\Delta V}{\Delta t}.$$

Ориентировочно можно считать, что увеличение температуры на 1°C приводит к увеличению объема на 0,07%.

Температура вспышки — температура, при которой пары масла образуют с воздухом смесь, воспламеняющуюся при поднесении к ней пламени. Характеризует огнеопасность масел.

Содержание механических примесей, воды, селективных растворителей и водорастворимых кислот и щелочей. По этим показателям контролируют качество масел при их производстве, а также при определении их срока службы для оценки пригодности к дальнейшему использованию.

Кроме того, масла характеризуются температурой застывания, зольностью и кислотным числом (степень очистки и противокоррозионные свойства), антиокислительной стабильностью, консервационными (защитными) и антипенными свойствами, противоизносными характеристиками, деэмульгирующими свойствами (способностью обеспечивать быстрый отстой воды).

Минеральные масла, предназначенные для смазывания узлов трения различных машин и механизмов промышленного оборудования, получили название «индустриальные».

Классификация и обозначение промышленных масел регламентируется ГОСТ 17479.4—87 («Масла промышленные. Классификация и обозначение»), который учитывает международные стандарты ISO 3448—75 («Смазочные материалы промышленные. Классификация вязкости»), ISO 6743/0—81 («Классификация смазок и промышленных масел») и отечественный ГОСТ 17479.0—85 («Масла нефтяные. Классификация и обозначение. Общие требования.»).

Обозначение промышленных масел включает в себя группу знаков, разделенных между собой дефисом. Первая буква «И» (промышленные масла), вторая прописная буква определяет принадлежность к группе по назначению (табл. 6.4), третья прописная буква — принадлежность к подгруппе по эксплуатационным свойствам (табл. 6.5) и четвертый знак — цифра, характеризующая класс по кинематической вязкости (табл. 6.6).

Деление масел по назначению соответствует ISO 3498—79 и ISO 6743/0—81, а по вязкости — ISO 3448—75 (табл. 6.6).

Пример обозначения промышленного масла: И-Г-С-32 — промышленное масло (И) группы Г, подгруппы С, класса вязкости 32.

Пластичные смазочные материалы представляют собой твердые или полужидкие продукты, полученные добавлением загустителей в масло. Самую большую группу составляют мыльные смазочные материалы (кальциевые, натриевые, литиевые, бариевые и др.).

Так как переход пластичных смазочных материалов в жидкое состояние происходит при температурах, значительно превосходящих рабочие температуры

6.4. Группы промышленных масел по назначению

Группа		Область применения
по ГОСТ 17479—87	по ISO 6743/0—81	
Л	F	Легконагруженные узлы (шпиндели, подшипники и сопряженные с ними соединения)
Г	H	Гидравлические системы
Н	G	Направляющие скольжения
Т	C	Тяжелонагруженные узлы (зубчатые передачи)

6.5. Промышленные масла для машин и механизмов

Подгруппа	Состав, условия эксплуатации, рекомендуемая область применения
А	Масла без присадок; по условиям работы оборудования не предъявляются особые требования к антиокислительным и антикоррозионным свойствам масел
В	Масла с антиокислительными и антикоррозионными присадками; по условиям работы оборудования предъявляются повышенные требования к антиокислительным и антикоррозионным свойствам масел
С	Масла типа В с противоизносными присадками для оборудования, где имеются антифрикционные сплавы цветных металлов
Д	Масла типа С с противозадирными присадками
Е	Масла типа Д с противоскачковыми присадками

6.6. Классы вязкости индустриальных масел по ГОСТ 17479.4—87 и ISO 3448—75

Класс вязкости	Кинематическая вязкость при температуре 40 °С, мм ² /с	Класс вязкости	Кинематическая вязкость при температуре 40 °С, мм ² /с
2	1,9...2,5	22	19,0...25,0
3	3,0...3,5	32	29,0...35,0
5	4,0...5,0	46	41,0...51,0
7	6,0...8,0	68	61,0...75,0
10	9,0...11,0	100	90,0...110,0
15	13,0...17,0	150	135,0...165,0

смазываемых узлов, то, из-за отсутствия утечек, пластичная смазка может закладываться в узел на весь срок его службы. Герметизируя узел, она защищает его от коррозии и загрязнений, поглощает небольшое количество загрязняющих примесей без ухудшения функциональных свойств, препятствует вытеканию смазки.

Отсутствие отвода тепла и продуктов износа из зоны трения является недостатком пластичной смазки.

Совместимость пластичных смазочных материалов зависит от загустителей и содержащихся в них присадок. Плохая совместимость пластичных смазочных материалов приводит к структурным изменениям, которые проявляются в изменении их свойств: коллоидной и механической стабильности, температуры каплепадения и т.д. Поэтому при переходе на другой тип пластичной смазки необходима тщательная очистка узла. Если удаление старой смазки невозможно, то предварительно необходимо провести ее испытания на совместимость с новой. Обычно смазочные материалы, содержащие мыло одного типа, совместимы между собой.

Ниже приведено описание некоторых марок пластичных смазочных материалов.

Солидол синтетический — смесь нефтяных масел средней вязкости, загущенная кальциевым загустителем. Солидол обладает хорошей водостойкостью и коллоидной стабильностью, хорошими защитными свойствами, но низкой механической стабильностью (сопротивляемостью вытеканию из зоны смазывания). Диапазон рабочих температур $-45...+80$ °С.

«Циатим 202» — смазочный материал для электромеханических приборов. Диапазон рабочих температур $-40...+80$ °С. Применяется в высокоскоростных подшипниках и небольших зубчатых передачах.

«Циатим 221» — кремнийорганическая жидкость, загущенная комплексным мылом, содержит антиокислительную присадку. Применяется в подшипниках скоростных шпинделей. Смазка нерастворима в воде, гигроскопична, имеет низкие противоизносные характеристики, химически стойкая, инертная к резине и полимерным материалам. Диапазон рабочих температур $-60...+150$ °С.

«Литол 24» — антифрикционная многоцелевая литиевая водостойкая смазка, содержит антиокислительную и вязкостную присадки. Используется в узлах трения всех типов. Обладает высокой коллоидной химической, механической

ской стабильностью и водостойкостью. Диапазон рабочих температур $-40...+120\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Графитная смазка — высоковязкое нефтяное масло, загущенное кальциевым мылом с добавлением 10% графита. Применяется в узлах трения скольжения тяжело нагруженных тихоходных механизмов, открытых передачах. Работоспособна при температуре $-20...+70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Смазки ЛКС-2, КБС, «Старт» представляют собой пластичные смазочные материалы соответственно на синтетической, полусинтетической и минеральной основе. Данные смазочные материалы являются специализированными и предназначены для применения в высокоскоростных шпиндельных узлах.

Старение смазочного материала. В процессе эксплуатации смазочный материал стареет, т.е. изменяются его первоначальные свойства. Происходит испарение легких фракций масла, оно загрязняется продуктами распада самого масла, продуктами износа, пылью, жидкостями, масло окисляется под действием кислорода.

Скорость окисления увеличивается с увеличением температуры масла и в присутствии металлов, из которых наиболее сильными катализаторами являются (по нисходящей) свинец, медь, железо. Основное окисление происходит в тонком смазочном слое, где масло подвергается наибольшему нагреву и имеет наибольшую площадь соприкосновения с воздухом и металлом. В результате окисления масла изменяется его химический состав, увеличивается содержание смолистых веществ, выделяются спирты, кислоты, сложные эфиры, образуется вода. Повышается плотность, температура вспышки, увеличивается вязкость. Последнее приводит к его дополнительному нагреву и усиливает окисление. Оптимальные условия эксплуатации масел при температуре $30...45\text{ }^{\circ}\text{C}$, удовлетворительные при $45...55\text{ }^{\circ}\text{C}$, эксплуатация при температуре $55...65\text{ }^{\circ}\text{C}$ возможна при более частой замене масел.

Работающее масло представляет собой систему растворов и взвесей, которые могут выпадать из масла в виде осадка и откладываться в трубопроводах, фильтрах, на поверхностях трения. Вода, появляющаяся в масле из-за разложения углеводородов, конденсации из атмосферы и утечек через уплотнения, ухудшает смазочные свойства, способствует его окислению, создает опасность коррозии.

Для улучшения эксплуатационных характеристик смазочных материалов в них вводят антиокислительные, антикоррозионные присадки.

Замена масел в металлорежущих станках производится при первом запуске после $200...1000$ ч работы. В дальнейшем сроки замены увеличиваются до $2000...6000$ ч. Через шесть месяцев рекомендуется делать анализ масел для определения их пригодности.

Смазочно-охлаждающие жидкости. Цель применения СОЖ — увеличение стойкости инструмента, улучшение качества обрабатываемой поверхности, удаление (отвод) стружки, повышение производительности труда. Без использования СОЖ выполнение некоторых технологических операций крайне затруднительно или даже невозможно, например сверление глубоких отверстий.

Теплообразование при механообработке вызвано как пластической деформацией металла ($\sim 60\%$), так и трением ($\sim 40\%$), поэтому очень важно подобрать соотношение смазывающих и охлаждающих свойств жидкости. Снижение

трения зависит от смазывающих свойств масла, а эффективность охлаждения — от количества воды, образующей с маслом эмульсию или раствор.

Наибольшее применение (около 95%) находят масляные СОЖ. Они представляют собой минеральные масла без присадок или с присадками (антифрикционные, противозадирные, антиокислительные, моющие и др.). Обладая хорошими смазывающими свойствами, масляные СОЖ имеют и недостатки: низкую охлаждающую способность, высокую стоимость, повышенную испаряемость и пожароопасность.

В состав водосмешиваемых СОЖ входит масляная основа, вода, эмульгаторы, способствующие образованию стойкой масляно-водной эмульсии, присадки. Водосмешиваемые СОЖ обладают рядом преимуществ по сравнению с масляными: более высокой охлаждающей способностью, пожаробезопасностью и меньшей стоимостью. Однако этот тип СОЖ сложнее в эксплуатации. Приготовление эмульсии требует тщательного контроля параметров воды (жесткость и др.), несоблюдение которых создает опасность размножения в СОЖ микроорганизмов, потери стабильности эмульсии («срыву» эмульсии), изменения кислотного числа (рН) СОЖ и риск развития коррозии при снижении рН или повреждения уплотнений, лакокрасочных покрытий и т. д. при повышении рН. Эксплуатационная пригодность водосмешиваемой СОЖ должна периодически подтверждаться.

Кроме перечисленных, применяются синтетические СОЖ, получаемые на базе водорастворимых полимеров, полужидкие и пластичные композиции. Большое разнообразие обрабатываемых материалов обуславливают различные требования к СОЖ. Например, низколегированную сталь, склонную к налипанию на резец, обрабатывают с использованием СОЖ с небольшим содержанием присадок в отличие от твердой хромоникелевой стали.

При лезвийной обработке подача СОЖ осуществляется следующими основными способами.

1. Свободно падающей струей (поливом при давлении 0,02...0,03 МПа).
2. Под давлением через сопловые насадки (напорной струей под давлением 0,1...2,5 МПа).
3. Через инструмент под давлением или без него, в зависимости от типа инструмента и схемы обработки.
4. В распыленном состоянии в виде воздушно-жидкостной смеси.

Последний способ характеризуется малым расходом СОЖ: 400...500 г/ч 1,5%-ной эмульсии или 3...4 г/ч масла, таким образом, отпадает необходимость сбора и очистки СОЖ.

На рис. 6.57 показаны рекомендуемые способы подачи СОЖ при работе различным инструментом.

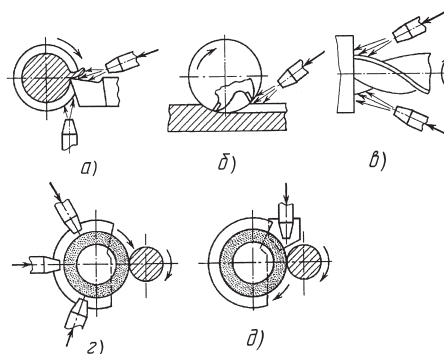


Рис. 6.57. Рекомендуемые способы подачи СОЖ при обработке: резцом (а); фрезой (б); сверлом (в); шлифовальным кругом с внешней подачей СОЖ (г) и подачей СОЖ в зону резания (д)

6.3.3. Режимы смазывания

Трение при граничной смазке. При граничной смазке поверхности трения покрыты тонким слоем масла — граничным слоем толщиной около 0,1 мкм. Наличие этого слоя снижает силы трения в 2...10 раз и уменьшает износ поверхностей в сотни раз по сравнению с трением без смазочного материала.

Механизм образования граничных слоев состоит в следующем. Молекулы 1 (рис. 6.58) масла адсорбируются на поверхности металла под действием молекулярных сил со стороны атомов кристаллической решетки. Внутри граничного слоя молекулы ориентируются перпендикулярно к поверхности 2, образуя квазикристаллическую структуру с различными свойствами в нормальном и тангенциальном направлениях. По нормали к поверхности металла структура обладает высоким сопротивлением к сжатию: ее несущая способность исчисляется тысячами даН/см². В тангенциальном направлении молекулярные слои легко изгибаются и при достаточной толщине скользят друг по другу. В этих условиях вязкость масла не оказывает серьезного влияния на процесс трения.

Во время работы пары трения граничный слой разрушается. Разрушение, в первую очередь, происходит в точках контакта 3 микронеровностей поверхностей. Контакт микронеровностей сопровождается их пластической деформацией и значительным повышением температуры, приводящим к разрушению граничного слоя, адгезии и «схватыванию» металлических поверхностей на микроучастках. Лавинообразное развитие «схватывания» предотвращается за счет высокой подвижности молекул смазки и быстрого «залечивания» поврежденной кристаллической структуры. Присутствующие в масле специальные присадки, образующие при нагреве оксидные пленки на поверхности металла, так же предотвращают металлический контакт и снижают сопротивление трения и локальные температуры на поверхности контакта. Пленки химических соединений оказывают слабое сопротивление срезу, срываются и восстанавливаются вновь.

Постепенно граничные слои разрушаются: часть молекул масла адсорбируется на продуктах износа и уносится с поверхности трения. Окисление масляной пленки так же способствует ее дезориентации и разрушению.

Контактно-гидродинамическое смазывание характерно для зубчатых, цепных передач, подшипников качения, кулачков и т. п., когда при высоких контактных давлениях происходит упругая деформация с увеличением зоны контакта B до

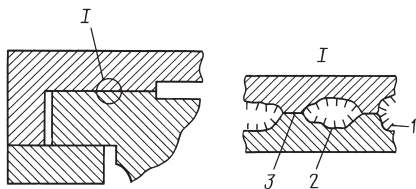


Рис. 6.58. Схема граничного гидродинамического режима смазывания

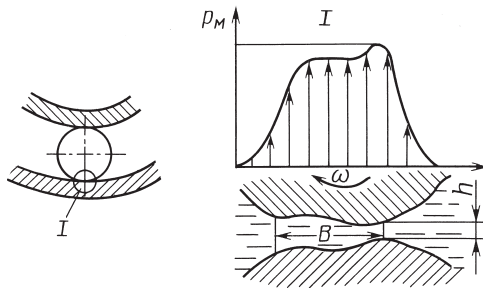
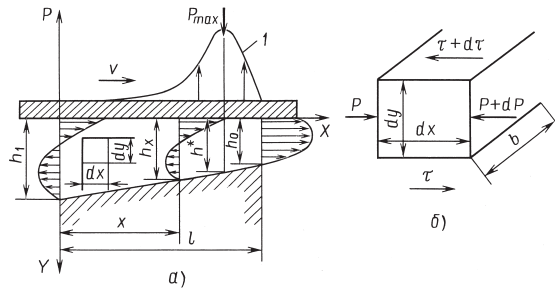


Рис. 6.59. Схема контактно-гидродинамического режима смазывания

Рис. 6.60. Схема гидродинамического смазывания:

1 — график распределения давления p по клиновому зазору с параметрами h_0 , h_1



1 мм и более (рис. 6.59). Вязкость сжимаемого масла увеличивается [см. формулу (6.4)] и внутри зазора ($h = 0,5 \dots 1,0$ мкм) оно может приобретать свойства твердого тела: появляются модуль упругости, коэффициент Пуассона и т.п. При этом между давлением p_m на трущихся поверхностях и толщиной слоя смазки устанавливается соотношение, обеспечивающее минимально необходимую толщину пленки для режима гидродинамического смазывания.

Режим гидродинамического смазывания. Относительное движение в паре трения (рис. 6.60, а) со скоростью v вызывает затягивание масла в зазор между поверхностями. При определенном сочетании вязкости масла, скорости перемещения и массы подвижное тело всплывает — наступает режим гидродинамического смазывания. Этот режим работы наблюдается в подшипниках скольжения, направляющих станков, червячных передач и т.п.

Несущую способность масляного слоя можно найти решением задачи о установившемся ламинарном движении жидкости в зазоре между двумя поверхностями (см. рис. 6.60, а). Будем считать, что ширина зазора (b) значительно превосходит его длину (l), поэтому утечками жидкости вдоль оси Z можно пренебречь.

Выделим элементарную поверхность со сторонами $dx = dy$ (рис. 6.60, б) и запишем уравнение равновесия для выделенного объема жидкости:

$$b \left[p - \left(p + \frac{dp}{dx} dx \right) \right] dy + b \left[\tau - \left(\tau + \frac{d\tau}{dy} dy \right) \right] dx = 0,$$

откуда

$$dp/dx = d\tau/dy. \quad (6.5)$$

Подставив в уравнение (6.5) выражение для τ из формулы (6.3), после преобразований получаем

$$\frac{d^2 v_s}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}, \quad (6.6)$$

здесь v_s — скорость скольжения слоя, $v_s \neq v$.

Двойным интегрированием уравнения (6.6) по y получаем зависимость для $v_s(y)$:

$$\left. \begin{aligned} v_s(y) &= \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + c_1 y + c_2; \\ c_1 &= -\frac{v}{h(x)} - \frac{h(x)}{2\mu} \frac{dp}{dx}; \quad c_2 = v, \end{aligned} \right\} \quad (6.7)$$

в которой постоянные интегрирования c_1 и c_2 найдены из условий на границах слоя:

$$v_s(y=0) = v; \quad v_s[y=h(x)] = 0.$$

Давление масла в зазоре достигает своего максимума в сечении h^* , где $dp/dx = 0$, а скорость v_s , согласно уравнениям (6.7), равна

$$v_s(y) = v(1 - y/h^*).$$

Приравнявая расход масла Q в произвольном сечении (6.8) расходу Q^* в сечении h^* (6.9), получаем выражение для изменения давления по длине зазора (6.10):

$$Q(h) = \int_{y=0}^{y=h(x)} b v_s(y) dy = \frac{b}{12\mu} \frac{dp}{dx} h^3(x) + \frac{vb}{2} h(x); \quad (6.8)$$

$$Q^*(h^*) = \frac{v}{2} b h^*; \quad (6.9)$$

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu \frac{h(x) - h^*}{h^3(x)}. \quad (6.10)$$

Для определения несущей способности масляного слоя найдем распределение давления по длине зазора. Из рис. 6.60, а величину зазора h можно выразить через параметры опоры h_0 , h_1 и l :

$$h(x) = h_0 + \frac{l-x}{l} (h_1 - h_0). \quad (6.11)$$

Введем обозначения:

$$k = h^*/h_0; \quad m = h_1/h_0 - 1. \quad (6.12)$$

Подставив уравнения (6.11) и (6.12) в уравнение (6.10) и проинтегрировав результат по x , получим распределение давления по длине слоя:

$$P(x) = \frac{6\mu vl}{mh_0^2} \left[\frac{1}{1+m} \frac{l-x}{l} - \frac{k}{2 \left(1+m \frac{l-x}{l}\right)^2} + C \right], \quad (6.13)$$

где коэффициент k и постоянная интегрирования C : $k = 2(m+1)/(2+m)$; $C = -1/(2m)$ — определены из граничных условий $p(0) = 0$, $p(l) = 0$.

Несущая способность масляного слоя определяется интегрированием уравнения (6.13) по длине опоры с учетом ее ширины:

$$F = \int_0^l b P(x) dx = \frac{6\mu b v l^2}{h_0^2} \frac{1}{m l} \int_0^l \left[\frac{1}{1+m} \frac{l-x}{x} - \frac{m}{(2+m) \left(1+m \frac{l-x}{x}\right)^2} - \frac{1}{2m} \right] dx = \frac{6\mu b v l^2}{h_0^2} k_F.$$

Ориентировочно значение коэффициента k_F можно принимать равным 0,025 [110]. Более точные значения для $0,6 \leq m \leq 2$ приведены ниже.

m	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,5	2,0
$k_F \cdot 10^{-2}$	2,35	2,47	2,55	2,61	2,65	2,67	2,65	2,63	2,46

Утечка масла через боковые поверхности стыка (вдоль оси Z) приводит к снижению несущей способности, которое может быть выражено с помощью коэффициента утечки k_q . Значения коэффициента утечки приведены ниже.

b/l	0,5	1,0	2,0	4,0	∞
k_q для $m=1$	0,19	0,44	0,69	0,84	1,0
k_q для $m=2$	0,22	0,45	0,71	0,85	1,0

Окончательная формула для определения *несущей способности* (в Н) масляного слоя (b, l, h_0 , м) гидродинамической опоры:

$$F = \frac{6\mu b v l^2}{h_0^2} k_F k_q. \quad (6.14)$$

Недостатки гидродинамических опор связаны с принципом их работы:

- зависимостью траектории движения (низкой стабильностью) подвижного тела (жесткости опоры) от скорости движения вследствие изменения гидродинамической подъемной силы;
- износом опоры при пуске и останове;
- необходимостью подкачки масла в опору.

Гидродинамические опоры находят ограниченное применение и используются в направляющих строгальных и токарно-карусельных станков, шпинделях шлифовальных станков.

Жесткость и стабильность одноклинового гидродинамического подшипника (рис. 6.61, а) может быть повышена введением дополнительных клиньев. За счет взаимного нагружения масляных клиньев, которое обычно во много раз превосходит внешнюю нагрузку, многоклиновые подшипники (рис. 6.61, б) обеспечивают лучшие показатели по вы-

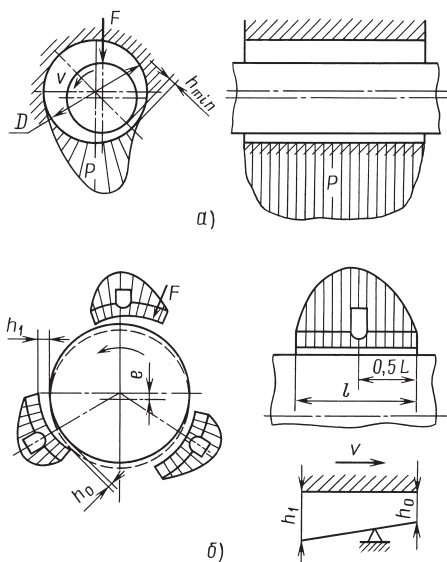


Рис. 6.61. Схемы гидродинамических подшипников:

а — одноклинового; б — многоклинового; F — нагрузка на вал; v — скорость вращения; D — диаметр подшипника; e — смещение вала; h_0 , h_1 , l — параметры клинообразного зазора

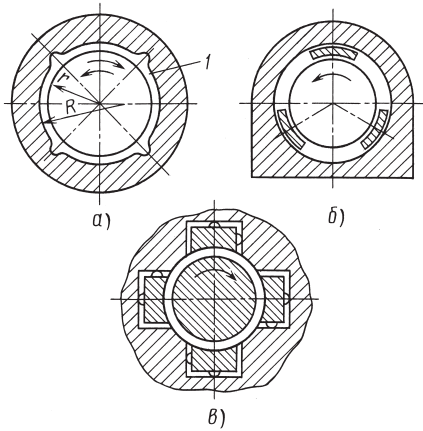


Рис. 6.62. Многоклиновые подшипники: а — с фасонной расточкой; б — сегментный с возможностью самоустановки в направлении вращения; в — сегментный с самоустановкой в направлении вращения и по оси шпинделя

шеуказанным критериям. В связи с этим в шпиндельных узлах применяют многоклиновые подшипники, конструкции которых могут быть различны: с фасонной расточкой или упругой деформацией втулок (рис. 6.62, а), с самоустановкой вкладышей в направлении вращения (рис. 6.62, б) и по оси (рис. 6.62, в) шпинделя. В последнем

случае удастся полностью избежать кромочных давлений, вызванных несоосностью шпинделя и опоры и являющихся основной причиной износа и схватывания опор.

Конструкция такого подшипника показана на рис. 6.63. Опорные сегменты 1 имеют возможность самоустановки на сферических пальцах, что полностью исключает кромочные давления. В то же время контактная жесткость сферических пальцев (25...35 даН/мкм) ограничивает жесткость всей опоры, повысить которую можно за счет увеличения радиуса сферы и точности ее изготовления. Работоспособность таких подшипников зависит от правильности выбора точки опоры вкладыша. Из условий наибольшей несущей способности вкладыша и наименьших потерь на трение точка опоры должна лежать в пределах $0,42...0,45$ угла охвата β вкладыша, считая от его выходной задней кромки. Угол охвата вала вкладышем в трех- и пятивкладышных опорах равен 60° , отношение длины L вкладыша к его диаметру принимают равным $0,7...0,9$.

В качестве материалов подшипников, обеспечивающих низкий коэффициент трения и хорошую сопротивляемость износу и заеданию, получили распространение свинцовистые бронзы и баббиты: БрС30, БО10С10, Б83, БН и др.

Режим гидростатического смазывания. При подаче смазочного материала в зону трения под давлением трущиеся поверхности оказываются разделенны-

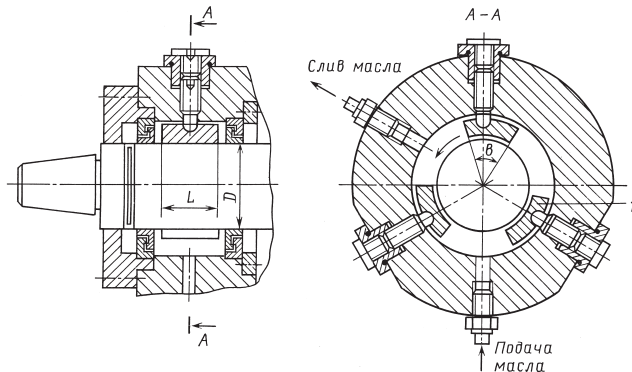


Рис. 6.63. Шпиндельная опора с многоклиновым подшипником

ми слоем смазки h ($h = 20 \dots 100$ мкм) при любых допустимых для данного узла скоростях и нагрузках. Такой режим смазывания называется гидростатическим. Для него характерны минимальный износ поверхностей трения, высокое давление масла на входе в зазор (до 20 МПа) и значительный расход масла (до 600 л/мин).

Схема гидростатической опоры показана на рис. 6.64, а: масло от внешнего источника (насоса) подводится через отверстие 1 в карман 1к. Глубина кармана составляет 1...4 мм, поэтому давление в нем одинаково во всех точках. Перемычки 2 по периметру кармана шириной b_1 и b_2 препятствуют свободному истечению масла.

Истечение масла, показанное стрелками, имеет место лишь после того, как подвижный элемент 3 всплывет на глубину h_1 . Зазор h_1 определяется объемом масла, подводимым к карману. Чтобы этот зазор оставался постоянным при данной нагрузке F_1 , объем масла, вытекающего из кармана, должен равняться объему масла, поступающего в него. Давление p_1 в кармане устанавливается автоматически и зависит от нагрузки F_1 на опору. При увеличении нагрузки давление растет до значения p_2 , а толщина слоя смазки уменьшается до h_2 . На перемычках давление по мере удаления от кармана снижается до отметки атмосферного по линейному закону.

В радиальной опоре (рис. 6.64, б) при отсутствии внешней нагрузки (массой вала 1 пренебрегаем) давление p_1 в карманах 1к—4к одинаково и определяется зазором h в опоре и объемом масла, подводимого в карман. При нагружении опоры силой F происходит смещение вала на расстояние e и перераспределение давлений в карманах (схема II). В кармане 4к зазор уменьшается, сопротивление истечению увеличивается, что приводит к росту давлений в нем. В кармане 2к будет происходить падение давления. При нагрузках, вызывающих перекося вала 1 (например, силой F , рис. 6.64, в), нужно предусматривать две разнесенные опоры 2 и 3.

Основными преимуществами гидростатических опор являются:

- 1) высокая (до 1000 т) нагрузочная способность;
- 2) редуцирование (до 10 раз) погрешностей обработки сопряженных поверхностей опоры, позволяющее обеспечить высокую точность перемещений;
- 3) малый коэффициент трения в широком диапазоне скоростей, способствующий высокой точности позиционирования (при скорости, равной нулю, трение в опоре отсутствует);
- 4) из-за высокого демпфирования гидростатические опоры сохраняют рабо-

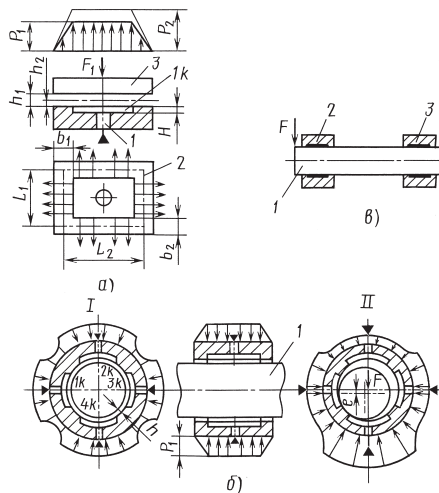


Рис. 6.64. Схемы гидростатических опор:

а — единичной; б — радиальной при отсутствии внешней нагрузки (I) и с ней (II); в — радиальных опор для восприятия внешних усилий, вызывающих перекося вала

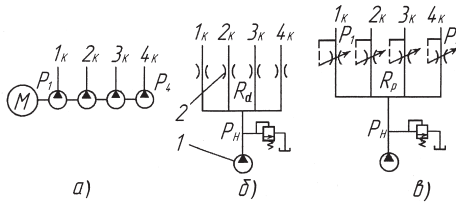


Рис. 6.65. Система питания типа «насос—карман» (а); «дрозсель—карман» (б) и «регулятор—карман» (в)

от многопоточного насоса (рис 6.65, а).

В схеме «дрозсель—карман» (рис. 6.65, б) используется один насос 1. Для нормальной работы давление p_n , создаваемое насосом, должно быть всегда больше давления в любом из карманов 1к—4к. Дроссели 2 сопротивлением R_d необходимы для восприятия опорой опрокидывающих нагрузок: они препятствуют выравниванию давлений в карманах.

Регулируемые дроссели (регуляторы) используются в схемах «регулятор—карман» (рис. 6.65, в). Сопротивление регулятора R_p зависит от давления ($p_1—p_4$) в питаемом кармане (1к—4к) и уменьшается с увеличением этого давления. Тем самым достигается наиболее благоприятное, с точки зрения условий внешнего нагружения, распределение потока масла от насоса между карманами.

При симметричной нагрузке несущая способность F , Н, масляного слоя единичной опоры (нагрузка, воспринимаемая подшипником до соприкосновения его элементов) достаточно точно может быть описана формулой

$$F = p_1 S_{\text{эф}}, \quad (6.15)$$

где p_1 — давление в кармане, Па; $S_{\text{эф}}$ — эффективная площадь, м^2 .

Приближенно $S_{\text{эф}}$ может быть принята как сумма площадей кармана и половины площади перемычек (см. рис. 6.64, а).

Давление в кармане зависит от расхода масла через карман (Q , $\text{м}^3/\text{с}$) и сопротивления кармана (R , $\text{Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$), которое можно определить, используя модель движения вязкой жидкости в плоскопараллельной щели при ламинарном режиме [15]:

$$R = \frac{12b\mu}{h^3L}.$$

Так, например, сопротивление кармана, изображенного на рис. 6.64, а, состоит из четырех параллельно включенных сопротивлений перемычек:

$$\frac{1}{R} = \frac{2}{R_1} + \frac{2}{R_2} = \frac{h^3L_1}{6b_1\mu} + \frac{h^3L_2}{6b_2\mu} = h^3K_0, \quad (6.16)$$

где μ — динамическая вязкость масла; h — толщина слоя масла.

Давление в кармане p_1 в параметрах системы питания кармана определяется из условия неразрывности потока масла:

• для схемы «насос—карман» давление в кармане определяется расходом насоса Q и сопротивлением кармана R

$$p_1 = QR; \quad (6.17)$$

• для схемы «дроссель—карман» при давлении масла в нагнетающей магистрали p_n расход через карман равен расходу через дроссель (с сопротивлением R_d):

$$Q = \frac{p_n - p_1}{R_d} = \frac{p_1}{R};$$

• для схемы «регулятор—карман» расход через карман равен расходу через регулятор (с сопротивлением R_p):

$$Q = \frac{p_n - p_1}{R_p} = \frac{p_1}{R}.$$

Статическую жесткость (C) гидростатической опоры можно определить как производную несущей способности по зазору в направляющей ($\partial F / \partial h$).

Несущую способность единичной опоры (рис. 6.64, а) для системы питания «насос—карман» получим из уравнения (6.15) с учетом уравнений (6.16) и (6.17):

$$F = \frac{QS_{\text{эф}}K_0}{h^3};$$

жесткость:

$$C = \frac{\partial F}{\partial h} = -\frac{3QS_{\text{эф}}K_0}{h^4} - \frac{3F}{h}.$$

Изменение толщины масляного слоя h под нагрузкой F , характеризующее жесткость опор с разными системами питания, показано на рис. 6.66.

Наибольшую жесткость масляного слоя обеспечивает система питания «регулятор—карман» (1). Настройкой регуляторов можно добиться высокой стабильности толщины масляного слоя и даже получить отрицательную жесткость опоры, когда с увеличением нагрузки увеличивается зазор в опоре. Однако, из-за сложности конструкции и явлений неустойчивости, эти системы находят ограниченное применение.

Система питания «насос—карман» обеспечивает высокую надежность, жесткость, простоту наладки и эксплуатации, не имеет дополнительного дросселирования и обладает за счет этого хорошими энергетическими характеристиками. Данные системы питания применяют в направляющих планшайб карусельных станков (диаметром 4...10 м) и направляющих поступательного перемещения (столы, салазки, ползуны) при больших опрокидывающих моментах и отношении

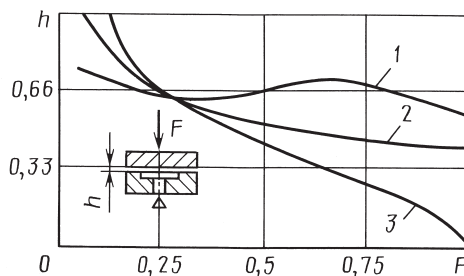


Рис. 6.66. Изменение толщины масляной пленки в опоре при системах питания: «регулятор—карман» (1); «насос—карман» (2) и «дроссель—карман» (3)

максимальной нагрузки к минимальной 3...4. Значительно реже их применяют в шпиндельных опорах, так как здесь сложнее обеспечить расчетное давление в карманах и температура масла оказывает большее влияние на давление, чем при дроссельной системе.

Расход масла прямо пропорционален числу карманов (i), давлению в них и обратно пропорционален сопротивлению карманов(R):

$$Q = ip/R.$$

Потери мощности ($P_{\text{общ}}$, Вт) в гидростатических опорах связаны с прокачиванием масла через опору (P_Q) и трением слоев масла при перемещении подвижного узла (P_v):

$$P_{\text{общ}} = P_Q + P_v,$$

где $P_Q = p_n Q$, Вт, p_n — давление масла в нагнетающей магистрали, Па; Q — расход масла, м³/с.

Без учета потерь на трение в карманах

$$P_v = F_{\text{тр}} v = \mu S v^2/h,$$

где $F_{\text{тр}}$ — сила трения, Н; v — скорость перемещения подвижного органа, м/с; S — площадь опоры, м².

При увеличении скорости скольжения свыше 10 м/с необходимо учитывать потери на трение в карманах, доля которых может достигать 30% и более.

Изменение температуры масла происходит непрерывно: на всем пути циркуляции масла оно нагревается за счет внутреннего трения, принимает и отдает тепло элементам конструкции станка.

Температура масла на выходе ($t_{\text{вых}}$) из подшипника при расходе Q

$$t_{\text{вых}} \approx t_{\text{вх}} + \frac{P_Q + P_v}{C_p Q \rho} (1 - K_T),$$

где ρ , C_p — плотность и удельная теплоемкость масла, а $t_{\text{вх}}$ — температура масла на входе в опору; K_T — коэффициент теплоотдачи элементов конструкции ($K_T = 0,3 \dots 0,5$). Температура масла в масляном слое принимается как средняя от $t_{\text{вх}}$ и $t_{\text{вых}}$.

Устройства систем питания. Дроссельные системы. Наиболее простыми в изготовлении дроссельными системами питания являются капиллярные дроссели, выполненные из трубок с внутренним диаметром 0,7...4 мм и длиной 2 м и более. Равенство сопротивлений дросселей достигается изменением длины трубки, а для сокращения размеров капиллярных дросселей их часто свивают в спираль.

Широкое распространение получили дроссели щелевого типа (рис. 6.67), позволяющие довольно просто обеспечить равное сопротивление всех дросселирующих элементов конструктивными и технологическими методами. В конструкциях, изображенных на рисунке, масло дросселирует через кольцевые щели концентрической (тип I) или эксцентрической (тип II) формы, образованные отверстием в корпусе 6 и проточками в плунжере 5. Подвод масла в дроссель осуществляется по магистрали 4, отвод — по магистралям 1—3. Изменение сопро-

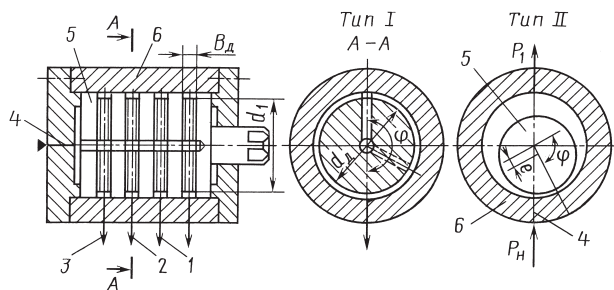


Рис. 6.67. Щелевые дроссели с концентрической (I) и эксцентрической (II) щелями

тивления дросселей обеспечивается при повороте плунжера за счет изменения активной длины (тип I) или сечения (тип II) щели одновременно у всех дросселей.

Системы с регуляторами. Применением регуляторов добиваются уменьшения колебаний толщины масляной пленки при колебаниях нагрузки. Наиболее распространены регуляторы с обратной связью по давлению в карманах. Принцип действия этих устройств заключается в уменьшении сопротивления регулятора при повышении давления в кармане за счет перемещения дросселирующего устройства 1 (рис. 6.68, 6.69).

Регуляторы выполняют как для разомкнутых, так и для замкнутых опор.

Разомкнутые опоры. В качестве дросселирующего устройства в регуляторе (рис. 6.68, а) использована мембрана 1. Размер щели h_p зависит от давления p_1 (нагрузки F) в кармане. Конструкция регулятора показана на рис. 6.68, б: мембрана 3 и пластина 4 с проточкой 5 образуют дроссельный зазор h_p . Масло поступает в щель через отверстие в мембране. Увеличение давления в кармане 7 приводит к деформации мембраны 3 и уменьшению сопротивления регулятора. Начальное положение мембраны, определяющее толщину пленки в опоре, регулируется дросселем 1, через который масло подается в полость 2. Тонкая настройка выполняется винтом 6. Для исключения колебаний мембраны при резком изменении нагрузки на опору предусмотрен зазор между торцом мембраны и корпусом (0,025 мм).

Недостатком рассмотренных регуляторов является необходимость регулировки сопротивления каждого из них для обеспечения равенства расходов. Кроме того, при большом изменении давления по сравнению с настроечными значениями регуляторы не обеспечивают одинакового расхода из-за различия их характеристик. Регуляторы щелевого типа склонны к засорению, большинство регуляторов обладают низким демпфированием, отрицательно сказывающимся на динамическом состоянии опор.

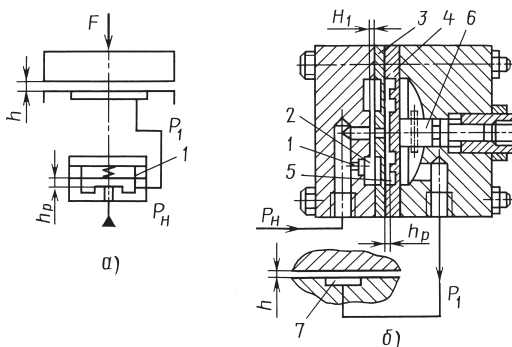


Рис. 6.68. Схемы регулятора мембранного типа для разомкнутых опор (а) и его конструкция (б)

При использовании регуляторов, реагирующих на изменение давления в карманах (а не толщины масляной пленки), следует избегать статической неопределимости распределения нагрузки по отдельным карманам, например при числе карманов на круговом столе более трех. В этих условиях возникает большая неравномерность распределения нагрузки по отдельным карманам и эффективность применения регуляторов резко снижается. Это особенно сильно проявляется при жестких базовых деталях, образующих опоры (направляющие), и при большой жесткости масляного слоя, обеспечиваемой регуляторами.

Замкнутые опоры. Регуляторы для замкнутых опор приведены на рис. 6.69. При разности давлений p_1 и p_2 в карманах 2 и 3 происходит смещение регулирующего элемента 1. Данные регуляторы также требуют индивидуальной настройки и тщательной фильтрации масла, так как размер щели в них составляет несколько десятков микрометров.

Основная область применения гидростатических шпиндельных опор — станки с высокими требованиями к точности вращения шпинделя (выше в 2...3 раза, чем у опор качения) и демпфированию: шлифовальные, горизонтально-расточные, зубообрабатывающие, тяжелые токарные.

Пример конструкции шпиндельного узла горизонтально-расточного станка на гидростатических опорах показан на рис. 6.70. Данная схема применяется при диаметре шпинделя 200...240 мм. Здесь рабочие втулки изготовлены из антифрикционного материала (бронза, пластмасса), упорный подшипник выполнен на торцах втулки 1 длиной L , из-за тепловых деформаций которой ограничена скорость вращения шпинделя.

Конструктивные параметры шпиндельных подшипников при скоростях скольжения 10...12 м/с следующие (рис. 6.71): $b = 0,1d$; $b_2 = 0,2d$; $L = (0,7...1)d$. При скорости до 20...30 м/с целесообразно назначать $L = (0,5...0,6)d$ (что уменьшает влияние фрикционного движения масла на давление в карманах), $h = (0,04...0,05)d$; $b_2 = 0,07...0,1d$.

Для повышения демпфирования подшипников при скорости 2...3 м/с перемычки могут быть выбраны больших размеров. Для этой же цели карманы целесообразно образовывать узкой канавкой по периметру кармана. Подвод масла в скоростных опорах рекомендуется в центре кармана, а при малой скорости место подвода произвольное.

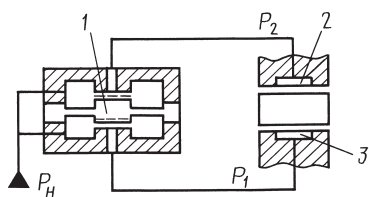


Рис. 6.69. Схема регуляторов мембранного типа для замкнутых опор

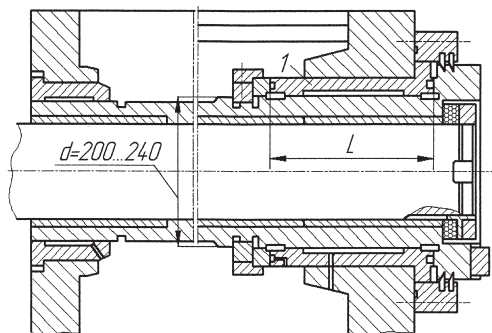


Рис. 6.70. Схема гидростатических шпиндельных подшипников

Опоры могут выполняться с дренажными канавками 1 (см. рис. 6.71) для увеличения жесткости на больших скоростях (при $v = 15$ м/с жесткость увеличивается на 50%) и отвода тепла.

В радиальных подшипниках должно быть не менее четырех карманов, а при диаметре шпинделя более 250 мм их может быть предусмотрено шесть. В осевых подшипниках выполняется один кольцевой карман, но в крупных (диаметром более 500 мм) при больших опрокидывающих моментах выполняют три или четыре кармана.

Диаметральный зазор (50...120 мкм) должен быть тем больше, чем больше диаметр и скорость в опоре. Масло назначается с учетом условий смазывания всего узла. Обычно $\mu = 5...12$ МПа·с при $v > 3$ м/с; $\mu = 30...40$ МПа·с при $v < 3$ м/с.

Давление нагнетания $p_n = 3...5$ МПа, давление в карманах $(0,4...0,6)p_n$.

Аэростатическая смазка. В газостатических опорах в качестве среды, разделяющей поверхности трения, используют подаваемый под давлением газ. Применение воздуха в качестве рабочего тела позволяет отказаться от уплотнений и магистралей сбора рабочего тела, поэтому в станках применяются опоры с аэростатической смазкой.

Благодаря минимальным потерям на трение из-за малой вязкости воздуха (более чем в 1000 раз меньшей вязкости масла) аэростатические опоры обладают низким тепловыделением, позволяющим достичь очень больших частот вращения (максимальные окружные скорости шейки вала в современных газовых подшипниках составляют 300...350 м/с). Основной причиной, ограничивающей быстроходность шпинделей на аэростатических опорах, является динамическая неустойчивость, связанная со сжимаемостью воздуха.

Постоянство сил трения в аэростатических опорах обеспечивает плавность и равномерность перемещений даже с минимальными скоростями скольжения, однако, из-за низкой вязкости рабочего тела (воздуха), не удастся достичь высоких давлений, поэтому несущая способность аэростатических опор на порядок уступает несущей способности подшипников качения. Для обеспечения высокой надежности аэростатических опор необходима предварительная подготовка рабочего тела с использованием воздухоочистителей и водоотделителей. Правильно спроектированный газовый подшипник сохраняет точность в течение всего срока службы.

Указанные свойства позволяют создавать на базе аэростатических опор высокоточные узлы прецизионного технологического оборудования (станков, измерительных машин и пр.).

По принципу работы аэростатические опоры близки к гидростатическим. Воздух под давлением p_s подается через дроссель 1 в зазор (рис. 6.72). Закон распределения давления в рабочем зазоре определяет несущую способность и жесткость аэростатической опоры. Максимальная жесткость воздушного слоя дости-

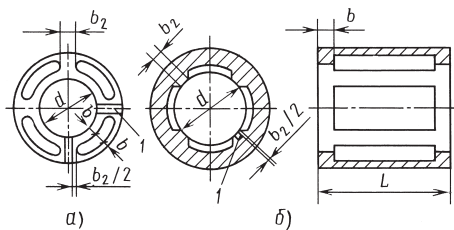


Рис. 6.71. Схема осевой (а) и радиальной (б) гидростатических опор

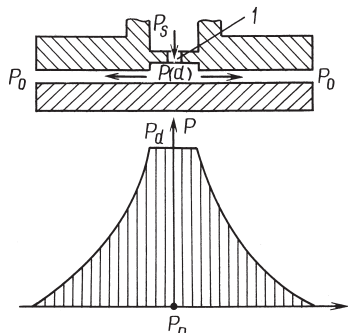


Рис. 6.72. Схема работы аэроstaticкой опоры:

p_s — давление наддува; p_d — давление воздуха на выходе из дросселя; p_0 — давление окружающей среды

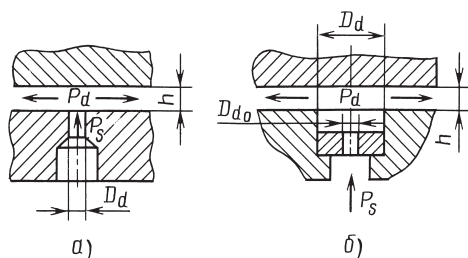


Рис. 6.73. Дроссели соплового типа:
а — кольцевая диафрагма; б — простая диафрагма

гается подбором дросселя, обеспечивающего на входе в рабочий зазор давление $p_d = 0,5 \dots 0,7 p_s$.

В станкостроении наиболее распространены сопловые, щелевые и пористые дроссели.

Сопловые дроссели представляют собой от 1 до 14 отверстий диаметром $D_d = 0,1 \dots 1,0$ мм (рис. 6.73), а для крупногабаритных и тяжело нагруженных опор — $D_d = 2 \dots 3$ мм.

Опоры с простыми диафрагмами (рис. 6.73, б) обладают лучшей нагрузочной способностью из-за большей площади несущих карманов (D_d), но более склонны к вибрациям из-за сжимаемости значительного объема воздуха в карманах.

Сопловые дроссели склонны к неустойчивой работе при больших давлениях и скоростях, а также к засорению при недостаточной очистке воздуха.

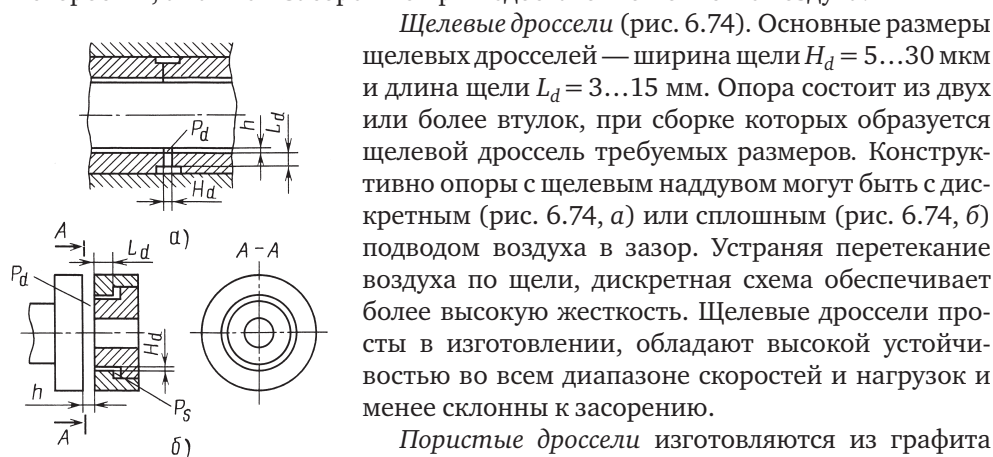


Рис. 6.74. Дроссели щелевого типа:

а — для радиальной опоры;
б — для подпятника

Щелевые дроссели (рис. 6.74). Основные размеры щелевых дросселей — ширина щели $H_d = 5 \dots 30$ мкм и длина щели $L_d = 3 \dots 15$ мм. Опора состоит из двух или более втулок, при сборке которых образуется щелевой дроссель требуемых размеров. Конструктивно опоры с щелевым наддувом могут быть с дискретным (рис. 6.74, а) или сплошным (рис. 6.74, б) подводом воздуха в зазор. Устраняя перетекание воздуха по щели, дискретная схема обеспечивает более высокую жесткость. Щелевые дроссели просты в изготовлении, обладают высокой устойчивостью во всем диапазоне скоростей и нагрузок и менее склонны к засорению.

Пористые дроссели изготавливаются из графита или керамики с пористой структурой в виде сплошного кольца или таблеток (рис. 6.75). Стенка, за счет пористой структуры, поглощает энергию вынужденных колебаний в случае их возникновения,

поэтому подшипник не имеет вибраций практически при любом зазоре. Рациональное распределение давления в зазоре обеспечивает большую нагрузочную способность опоры.

Недостатки пористых дросселей заключаются в склонности к засорению как во время эксплуатации, так и во время изготовления, следствием которого является неопределенность их расходных характеристик.

Наиболее распространенные конфигурации рабочих поверхностей аэро-статических опор, воспринимающих нагрузку F и момент M , приведены на рис. 6.76.

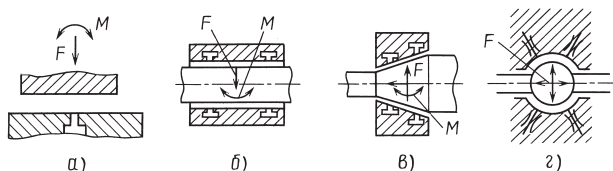


Рис. 6.76. Геометрия рабочих поверхностей аэро-статической опоры: а — плоская; б — цилиндрическая; в — коническая; г — сферическая

Шпиндельные узлы станков на опорах с воздушной смазкой, как правило, представляют собой комбинацию подшипников радиальных и упорных — подпятников. В радиальной двухрядной аэро-статической опоре газ от внешнего источника под давлением p_s поступает в кольцевой канал корпуса 3 (рис. 6.77), откуда через два ряда дросселей (кольцевых диафрагм 4) под давлением p_d в зазор между цапфой вала 1 и подшипниковой втулкой 2.

При концентрическом положении вала сопротивление движению газа в зазоре одинаково, одинаковы и давления со всех сторон цапфы. При смещении вала под действием внешней нагрузки F сопротивление в зазоре изменяется, что приводит к изменению давлений: в зоне минимального зазора $h_{\min}$ давление ($p_{\text{низ}}$) максимально, в зоне зазора $h_{\max}$ — минимально ($p_{\text{верх}}$). Разница реакций в верхнем F_1 и нижнем F_2 зазорах уравнивает внешнюю нагрузку: $F = F_2 - F_1$.

Пример конструкции шпинделя шлифовального станка на аэро-статических опорах (диаметр 90 мм, длина 140 мм) показан на рис. 6.78. Торцы шпинделя 2 вместе с фланцами образуют аэро-статические подпятники. К радиальным и осевым аэро-статическим опорам воздух подается через внутренние каналы 4. Каналы соединены с круговыми

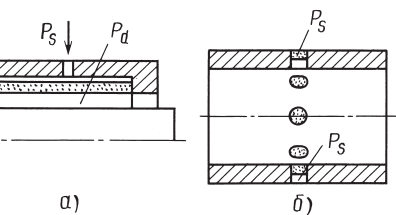


Рис. 6.75. Дроссели пористого типа: а — в виде сплошного кольца; б — в виде таблеток

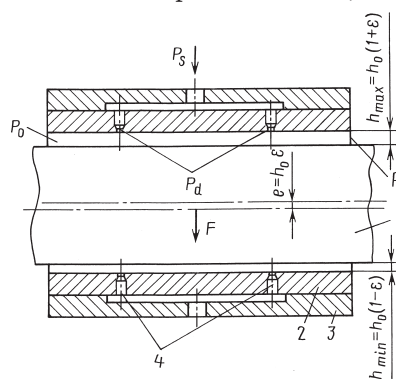


Рис. 6.77. Радиальный двухрядный аэро-статический подшипник

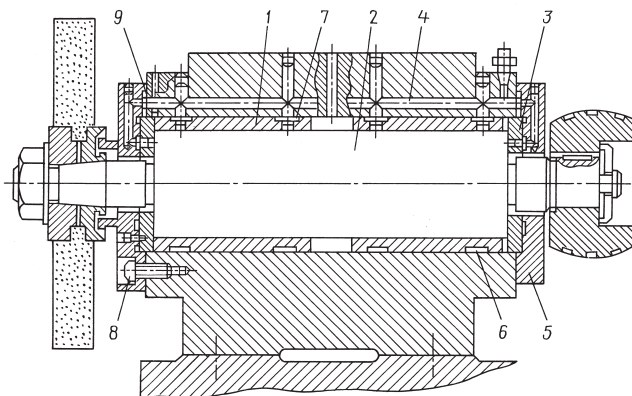


Рис. 6.78. Шпиндельный узел шлифовального станка

проточками 6 бронзовых вкладышей 1, откуда воздух, пройдя через дроссели 7, попадает в рабочий зазор и далее в атмосферу. К осевым опорам воздух попадает через систему каналов в корпусе шпиндельного узла и фланцев 5, 8 и отверстие наддува во втулках 3. Для устранения утечек в местах стыков установлены уплотнительные кольца 9.

6.3.4. Системы и устройства смазочной техники

Совокупность устройств, обеспечивающих очистку, подачу смазочного материала, его возврат в смазочный бак, контроль поступления и диагностирование образует систему смазывания технологического оборудования. От эффективности системы смазывания зависят точность перемещения узлов станка, плавность и бесшумность работы передач, их КПД, надежность работы механизмов и их точность, время его простоев, обслуживания и ремонтов. Система смазывания должна обеспечивать подачу и распределение смазочного материала между узлами станка, контроль и сигнализацию о неисправностях в системе смазывания, возможность регулировки объемов смазки, подаваемой к точкам смазки, эффективную очистку и хранение смазочного материала, удобство и экономичность эксплуатации.

В современном станкостроении просматривается тенденция к расширению применения автоматических систем с подачей смазочного материала к нескольким точкам одновременно и централизованным контролем, в том числе с обратной связью от пар трения, поддерживающей требуемый режим смазывания в зависимости от режима работы и состояния пар трения. Так, например, при работе подшипника существует связь между его температурой и расходом масла. Недостаточный расход приводит к большим потерям на трение, потерям мощности и нагреву подшипника. При увеличении расхода сверх оптимального значения потери мощности и температура возрастают за счет потерь на перемешивание масла. Точное дозирование смазочного материала в высокоскоростных опорах приводит к 6—8-кратному снижению потерь мощности.

Подача масла в системах смазки осуществляется устройствами, разнообразными по принципу действия:

- за счет силы тяжести при подаче смазочного материала самотеком из баков, при капельном смазывании и т.п.;

- за счет капиллярных сил при подаче смазочного материала с помощью фитилей, пористых втулок и т.п.;

- за счет сил вязкого трения между смазочным материалом и перемещающейся в ней поверхности при смазывании в масляной ванне, фрикционными насосами и т.п.;

- за счет перепада давлений, создаваемых внешним насосом;

- за счет центробежных сил и скоростного напора жидкости при подаче смазочного материала, винтовыми устройствами, конусными вращающимися насадками и т.п.;

- за счет сил инерции частиц масла при смазывании разбрызгиванием или распылением.

Системы смазки подразделяют на системы с насосным и дроссельным распределением, двухмагистральные, импульсные, аэрозольные и комбинированные — в соответствии с конструкцией и принципом действия распределительных устройств.

Системы с *насосным и дроссельным распределением* находят преимущественное применение при непрерывной подаче смазочного материала.

В системах с *насосным* распределением смазочного материала объем подаваемой смазки определяется производительностью насоса (объемный принцип дозирования). В этих системах каждая магистраль многоотводного (рис. 6.79, а) или многопоточного (рис. 6.79, б) насоса соединена непосредственно со смазываемыми точками.

Наибольшее распространение, в качестве нагнетающих устройств систем насосного распределения, получили поршневые (рис. 6.79, в) и шестеренные (рис. 6.79, г) насосы.

Поршневые насосы предназначены для работы с маслами кинематической вязкостью $10 \dots 400 \text{ мм}^2/\text{с}$, номинальным давлением $1,6 \text{ МПа}$ и наибольшей подачей одного потока за один двойной ход поршня $0,04 \text{ см}^3$. Число потоков одного насоса $6 \dots 12$. Возвратно-поступательное движение плунжерам 2 сообщает вращающийся кулачок 1, установленный на распределительном валу 3. Вращение вала сообщает связанное с двигателем червячное колесо 4.

Шестеренные насосы с числом потоков $5 \dots 20$ находят широкое применение для циркуляционной и особенно гидростатической системы смазывания. Для упрощения фильтрации и повышения допустимого давления масло в многопоточный насос может подаваться от насоса предварительной подкачки. Отвод масла по радиальным каналам (на рисунке не показаны) происходит из зон зацепления центрального колеса 3 и колес 1, равномерно расположенных по окружности. Шестеренные насосы предназначены для работы с маслами кинематической вяз-

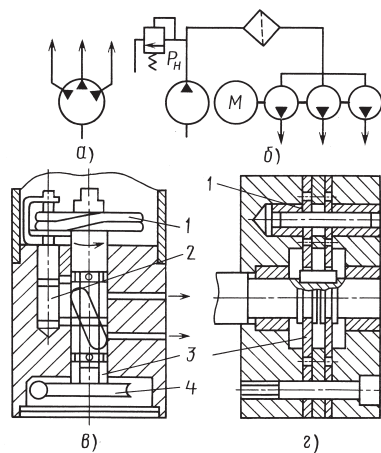


Рис. 6.79. Система непрерывной подачи смазочного материала с насосным распределением: а — многопоточный насос; б — многокаскадный насос; в — поршневой насос; г — шестеренный насос

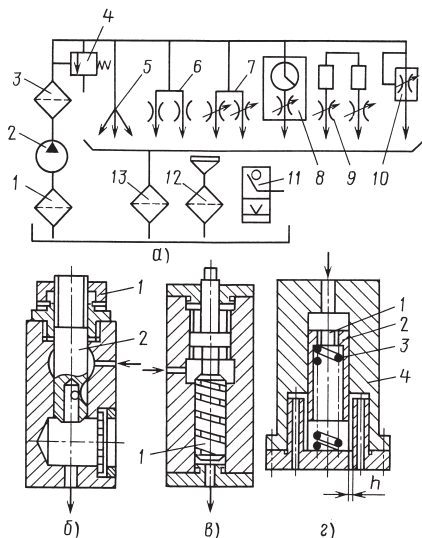


Рис. 6.80. Система непрерывной подачи смазочного материала с дроссельным распределением

линии 5, дроссельные блоки 8 с указателями потока и ротаметрами 9, регуляторы потока 10.

Дроссельные блоки (рис. 6.80, б—г) выпускают с двумя, четырьмя и шестью отводами. Изменение сопротивления дросселя (рис. 6.80, б) происходит за счет осевого перемещения дросселя 2 при вращении регулировочной гайки 1, изменения рабочей длины винтовой канавки (рис. 6.80, в) при повороте дросселя 1.

Регуляторы расхода (рис. 6.80, г) используются в ответственных случаях для поддержания постоянства расхода, независимо от давления в смазочной магистрали. Масло проходит через отверстие 1 в подвижном дросселирующем поршне 2 и поступает к точке смазывания через зазор h между поршнем и крышкой 4. Перепад давления, возникающий при прохождении масла через поршень, уравнивается сжатием пружины 3. Рост расхода через регулятор приводит к смещению поршня вниз, увеличению длины дросселирующей щели. Сопротивление регулятора увеличивается, восстанавливая расход.

Дроссельные системы стабильно функционируют при относительно больших расходах (более $100...200 \text{ см}^3/\text{мин}$), поэтому их обычно применяют в системах непрерывной подачи масла. Достоинство дроссельных систем заключается в простоте конструкции, недостатки — зависимость расхода от давления и температуры масла, склонность к засорению.

При смазывании *масляным туманом* используют масло, распыленное в струе сжатого воздуха на мельчайшие частицы (давление $0,2...0,6 \text{ МПа}$). Масловоздушная смесь поступает к парам трения, смазывает их и одновременно отводит тепло. Этот способ смазки обычно используется в подшипниках качения и скольжения, направляющих различных типов, пневматическом оборудовании.

В состав любой системы смазывания масляным туманом входят устройства

костью $20...500 \text{ мм}^2/\text{с}$, номинальным давлением не более 2 МПа и расходом от одного потока $200 (450) \text{ см}^3/\text{мин}$.

Использование спаренных насосов позволяет подвести к различным точкам смазывания различные сорта смазочного материала.

В *дроссельных* системах распределения, применяемых в основном для жидкого смазочного материала, регулируют подачу масла к точкам смазывания за счет изменения гидравлических сопротивлений смазочных линий. Дроссельная система смазывания (рис. 6.80, а) состоит из одного нагнетателя (насоса — 2), фильтров: приемного 1, напорного 3, заливного 12, сливного 13, а также реле уровня 11 и клапана 4. В качестве маслораспределительных устройств (гидравлических сопротивлений) могут выступать как дроссели нерегулируемые 6 или регулируемые 7, так и сами смазочные

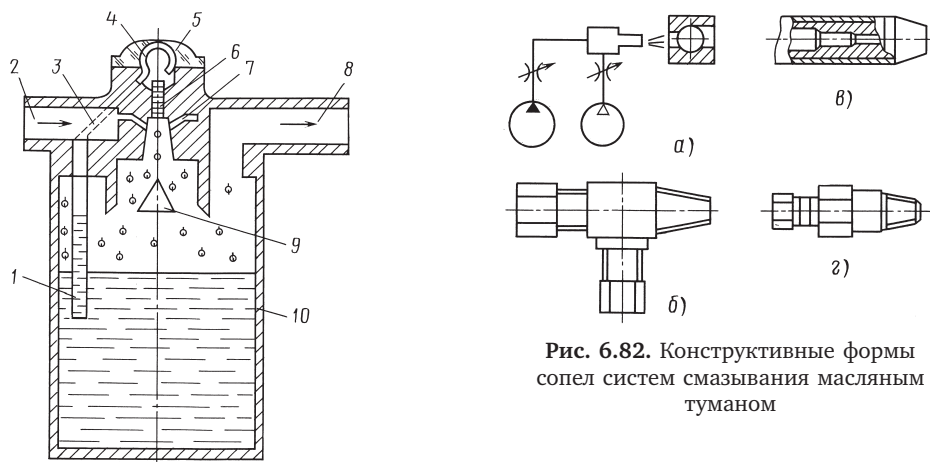


Рис. 6.81. Принципиальная схема маслораспылителя

подготовки воздуха: фильтр, влагоотделитель, регулятор давления, генератор-маслораспылитель, сопла. Из-за незначительного расхода смазочного материала система сбора и очистки масла не требуется.

Основным элементом системы смазывания масляным туманом является маслораспылитель (рис. 6.81). Принцип работы маслораспылителя состоит в следующем. При поступлении сжатого воздуха в отверстие 2 и далее в сужающийся канал 7 возникает местное понижение давления, приводящее к подъему масла по трубке 1 в головку распылителя 3. Капли масла падают из капельницы 4, находящейся под прозрачным колпачком 5, и втягиваются в капиллярное отверстие 6, распыляясь на выходе из него в потоке сжатого воздуха. Частицы масла размером не более 2 мкм выносятся струей воздуха через отверстие 8, а более крупные осаждаются на отражателе 9 и стекают в резервуар 10. Дозирование воздуха и масловоздушной смеси осуществляют дросселями на входе и выходе генератора соответственно.

Готовая масловоздушная смесь подается к поверхностям трения через сопла, которые обеспечивают эффективную конденсацию масла на смазываемых поверхностях за счет увеличения скорости струи и кинетической энергии частиц масла. Скорость масляного тумана на выходе из сопла достигает 30...50 м/с.

На рис. 6.82 показаны схема смазывания подшипника (а), сопло принудительного питания (б), применяемое в открытых подшипниковых узлах при больших частотах вращения, и прямое концевое сопло (в, г), применяемое для закрытых подшипниковых узлов. Во втором случае дополнительно к потоку масловоздушной смеси в сопло подается воздух.

Конструкция, размеры и форма сопел изменяются в зависимости от требований к количеству подаваемой смазки, условий работы узла, его размеров и конструкции. В подшипниках качения учитывают размеры подшипника, конструкцию опоры и условия ее работы: частота вращения, приложенная нагрузка, температура окружающей среды.

Пример смазки шпиндельной опоры масляным туманом показан на рис. 6.83.

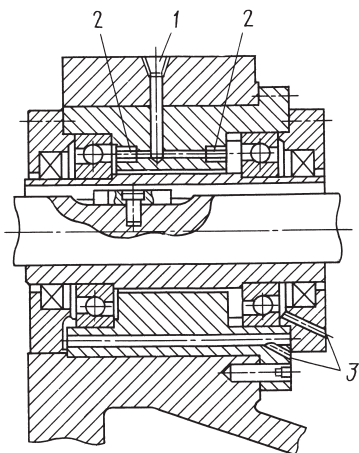


Рис. 6.83. Схема подвода масляного тумана к опорам борштанги

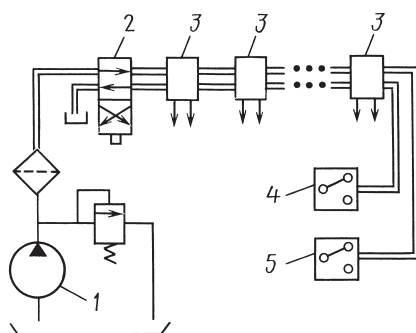


Рис. 6.84. Двухмагистральная система смазывания с циклической подачей

Сопла 2 запрессованы в корпусе опоры, смазка в опору подается по каналу 1, отработанное масло удаляется через дренажные отверстия 3.

Системы смазывания с *циклической* подачей смазочного материала позволяют оптимальным образом дозировать подачу смазочного материала и обладают более высокой надежностью. Они могут быть составной частью циркуляционных систем и подключаться к напорным магистралям через соответствующие распределители.

В двухмагистральной системе объемного дозирования, изображенной на рис. 6.84, питатели 3 подключаются с помощью распределителя 2 к напорной или к сливной магистрали.

Управление распределителем 2, переключающим питатели между магистралями, происходит с помощью реле давления 4 напорной магистрали и реле давления 5 сливной магистрали. При срабатывании питатели подают определенную порцию смазочного материала к точкам смазывания. После срабатывания всех питателей давление в напорной магистрали повышается, реле давления 4 дает команду на переключение распределителя, который «меняет местами» напорную и сливную магистрали, производя второй цикл подачи смазочного материала. Окончание второго цикла контролируется реле 5, подающим сигнал прибору управления (на рисунке не показан) на выключение насоса 1 и распределителя 2. Момент их повторного включения задается настройкой прибора управления в соответствии с необходимым режимом смазывания.

Благодаря параллельному включению питатели в этих системах можно соединять трубопроводами большого сечения, обладающими малым гидравлическим сопротивлением. За счет этого двухмагистральные системы могут работать с магистралями большой протяженности и пластичным смазочным материалом.

Импульсная смазочная система, изображенная на рис. 6.85, имеет одну магистраль, в которой с помощью распределителя 2, попеременно связывающего ее с нагнетателем 1 или сливом, создается импульсный режим давления. При включении нагнетателя смазочный материал поступает к импульсным питателям 3

времени для его следующего включения. Таким образом, работа всей системы контролируется одним датчиком — датчиком циклов, отсутствие сигнала которого свидетельствует о неисправности системы. Место неисправности обнаруживают с помощью датчиков избыточного давления 3 или датчиков обрыва трубопровода, состоящих из обратного клапана 5, указателя 6 и напорного клапана 7. В случае обрыва и падения давления в магистрали шток указателя 6 опускается и перекрывает магистраль. При очередном включении центральное реле 2 фиксирует резкое повышение давления и прекращает работу системы.

Недостатком последовательных систем является отсутствие регулирования при необходимости изменения дозы смазочного материала в одном из отводов; трудности разводки трубопроводов, отходящих от одного блока питателей.

6.4. Зажимные устройства

6.4.1. Классификация зажимных устройств

Дополнительное оборудование к станкам, позволяющее осуществить установку и закрепление заготовки, взаимную ориентацию заготовки и инструмента, а также установку и закрепление инструмента, называют приспособлениями для механической обработки.

Кроме того, предусматривают зажимные устройства узлов станка для предотвращения изменения их относительного положения в процессе работы от сил резания и веса.

В зависимости от назначения рабочего органа станка, на котором устанавливаются зажимные устройства для закрепления заготовки и инструмента, их можно классифицировать на два типа:

- устройства для закрепления заготовки на шпинделе станка;
- устройства для закрепления заготовки на столе (перемещающемся, поворотном или неподвижном) станка.

По уровню специализации зажимные устройства можно подразделить на три группы: универсальные, нормализованные и специальные.

Универсальные зажимные устройства при использовании их для закрепления различных по форме и размерам заготовок не требуют доработки или доукомплектования и нуждаются лишь в переналадке. К таким зажимным устройствам относятся токарные патроны, машинные тиски и т. д.

Нормализованные зажимные устройства при переходе от одного типоразмера детали к другому требуют доработки и доукомплектования. К ним относятся, например, токарные патроны, в которых деталь закрепляется в сырых кулачках, базовые поверхности которых обрабатываются в сборе с патроном.

Специальные зажимные устройства служат для закрепления только конкретной детали.

По степени автоматизации зажимные устройства можно классифицировать на две основные группы: устройства с *ручным* приводом и управлением и устройства с *автоматизированным* приводом и управлением. В свою очередь зажимные устройства с автоматизированным приводом и управлением в зависимости от типа привода подразделяют на *механические*, *гидравлические*, *пневматические* и *магнитные*.

6.4.2. Устройства для установки и закрепления заготовок на шпинделе станка

К зажимным устройствам этого типа относятся в первую очередь токарные патроны, которые могут быть использованы для закрепления заготовок также и на внутришлифовальных станках.

Кулачковые патроны предназначены для закрепления коротких заготовок в широком диапазоне диаметров и по числу зажимных кулачков могут быть двух-, трех- и четырехкулачковыми.

Наибольшее распространение в универсальных станках с ручным управлением получили *самоцентрирующие трехкулачковые патроны*. Самоцентрирующий токарный кулачковый патрон содержит следующие основные элементы и механизмы: элементы установки и закрепления заготовки (кулачки различных типов); механизм самоцентрирования (спирально-реечный, клиновой, рычажной, винтовой мембранный, комбинированный); механизм привода перемещения кулачков (ручной с передачей высокой редукции, электромеханический, гидравлический, пневматический, комбинированный); механизм для установочного перемещения каждого кулачка (винтовой с обыкновенной или дифференциальной резьбами, рифления с винтовым закреплением, магнитострикционный, пьезокерамический и т.д.).

На рис. 6.87 показана конструктивная схема самоцентрирующих трехкулачковых патронов со *спирально-реечным механизмом* перемещения кулачков, с цельными и сборными кулачками.

В корпусе 1 выполнены радиальные пазы 2 с размещенными в них кулачками 3. На торцах кулачков 3 выполнены рейки 4, зацепляющиеся со спиралью 5 диска 11, на котором выполнен конический зубчатый венец 12, входящий в зацепление с тремя коническими шестернями 10 ручного привода с гнездами 9. Сменные накладные кулачки 6 сопрягаются с основными 3 посредством шпоночных выступов 7 и пазов 8. Форма зажимной поверхности накладного кулачка может быть различной в зависимости от конфигурации обрабатываемой детали. Крепление патрона на шпинделе станка осуществляется через переходный фланец, закрепляемый на торце корпуса 1. Патроны выпускаются с наружным диаметром $D = 80 \dots 160$ мм.

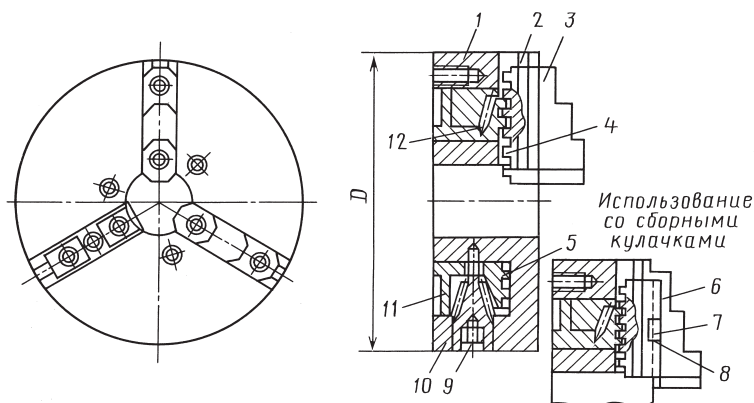


Рис. 6.87. Патроны самоцентрирующие трехкулачковые

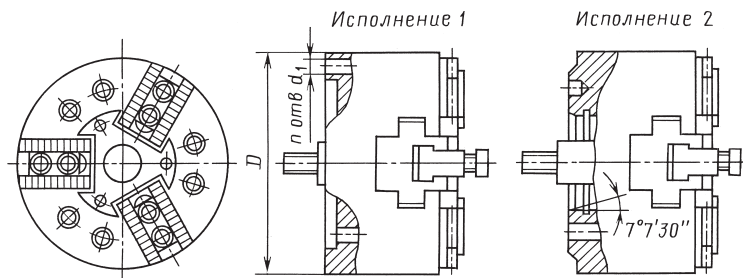


Рис. 6.88. Патроны клиновые токарные самоцентрирующие (d_1 — крепежные отверстия)

Широкое распространение получили *клиновые* и *рычажно-клиновые* самоцентрирующие патроны с механизированным приводом. Ход зажимных кулачков в этих патронах невелик, поэтому в них используются сменные накладные кулачки. Замена кулачков занимает много времени, что определяет область применения этих патронов — крупносерийное и массовое производства или производства, построенные по групповому методу.

На рис. 6.88 показана конструктивная схема токарного самоцентрирующего трех- и двухкулачкового клинового патрона. Они выпускаются с наружным диаметром $D = 100 \dots 150$ мм.

Конструкция клинового патрона подобного типа показана и на рис. 6.89. В корпусе 1 расположены ползуны 2 с рифлеными торцовыми поверхностями, на которых посредством сухарей 3 и винтов 4 закреплены сменные накладные кулачки 5, что позволяет переставлять их при переходе на зажим другой детали. В отверстии корпуса 1 размещена подвижная муфта 6, в которой выполнены три паза. Перемещение муфты осуществляется штоком 9 привода, расположенного с задней стороны шпиндельной бабки станка. Осевое перемещение муфты 6 вызывает радиальное перемещение ползунов 2 и кулачков 5. Конструкция позволяет легко вынимать ползуны 2. Для этого в муфте 6 предусмотрено шестигранное отверстие 8 под ключ. При повороте муфты против часовой стрелки ползуны 2 выводятся из зацепления и вынимаются. Рабочее положение муфты фиксирует-

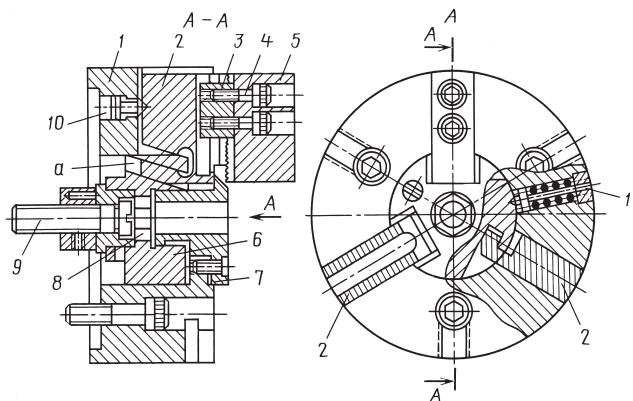


Рис. 6.89. Клиновой патрон

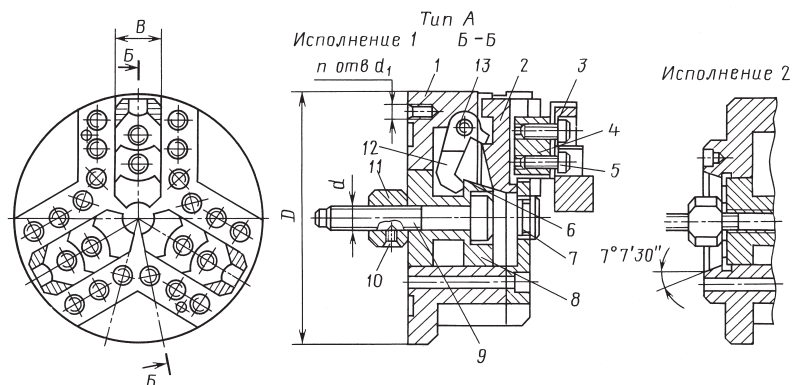


Рис. 6.90. Патроны токарные самоцентрирующие трехкулачковые рычажно-клиновые

ся подпружиненным фиксатором 11. Втулка 7 служит для предохранения клинового механизма от загрязнения, а коническое отверстие во втулке — для размещения центров, упоров и направляющих втулок. Подпружиненные фиксаторы 10 предотвращают выпадение ползуна в случае расцепления с муфтой 6.

Достоинствами конструкции являются жесткость, компактность, быстродействие и ремонтоспособность, а недостатками — невозможность размещения прутковой заготовки, замыкание усилий зажима на осевые подшипники шпинделя при неподвижном осевом приводе и большие затраты времени на соединение патрона со штоком гидроцилиндра. Поэтому существуют конструкции с встроенным в корпус патрона приводом.

Конструктивная схема трехкулачкового рычажно-клинового патрона представлена на рис. 6.90, а конструктивная схема двухкулачкового рычажно-клинового патрона — на рис. 6.91.

Рычажно-клиновые, как и клиновые, патроны изготавливаются в двух исполнениях — с креплением через переходный фланец по отверстиям d_1 (рис. 6.90) и с креплением на фланец шпинделя.

В радиальных пазах корпуса 1 патрона размещены ползуны 2 с рифлеными поверхностями на торцах, с которыми контактируют рифления на сменных накладных кулачках 3. Последние закрепляются на ползунах посредством сухарей 4 и винтов 5. В центральном отверстии корпуса размещена втулка 8, которая

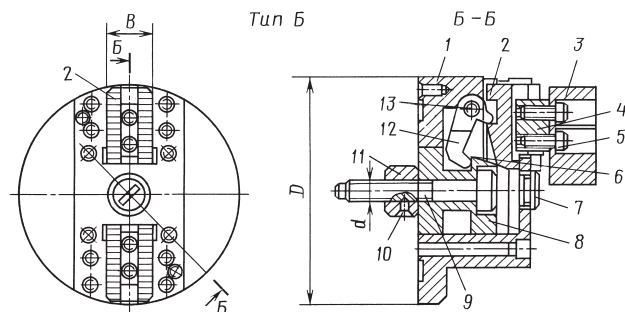


Рис. 6.91. Патроны токарные самоцентрирующие двухкулачковые рычажно-клиновые

винтом 9 диаметром d связана с тягой штока силового цилиндра, закрепленного с задней стороны шпиндельной бабки станка. Гайка 10 с фиксатором 11 удерживает винт 9 от самоотвинчивания. Этим же винтом регулируется положение ползуну 2 относительно поршня силового цилиндра при снятой пробке 7. Рычаги 12 связывают втулку 8 с ползунами 2. Рычаги опираются на цилиндрические поверхности 13, выполненные в корпусе 1.

Сила, развиваемая силовым цилиндром, передается через тягу на втулку 8 и далее через рычаги на ползуны, которые при этом сходятся к центру патрона. При обратном ходе штока силового цилиндра (по рисунку слева направо) наклонные плоскости 6, выполненные на втулке 8, разводят ползуны 2. Патроны выпускаются с наружным диаметром $D = 125 \dots 630$ мм.

Использование самоцентрирующих патронов в станках с ЧПУ обуславливает ряд требований, предъявляемых к их конструкции.

Поскольку обработка на станках производится при черновых и чистовых режимах, необходимо оснащение патронов как калеными кулачками, так и необработанными, растачиваемыми непосредственно на станках. При этом замена кулачков не должна занимать много времени.

Необходимость получения высокой точности обработки требует повышения жесткости патронов. Поэтому распространенные в станках с ручным управлением универсальные трехкулачковые патроны со спирально-реечным механизмом перемещения кулачков в станках с ЧПУ применяются редко, что обусловлено низкой жесткостью этого механизма.

В станках с ЧПУ наибольшее распространение получили самоцентрирующие патроны с *клиновыми* или *поликлиновыми* механизмами самоцентрирования. Эти механизмы имеют высокую жесткость, однако ход кулачков невелик, и требуется частая их замена.

Этим требованиям в достаточной мере удовлетворяют патроны типа ПЗКП, один из которых показан на рис. 6.92.

В корпусе 1 закреплен фланец 2, посредством которого патрон крепится к фланцу шпинделя станка. В радиальных пазах корпуса установлены ползуны 5, а в полости корпуса с возможностью перемещения установлена муфта 3. Наклонные скосы на муфте и ползунах образуют клиновой механизм. Муфта 3 винтами закреплена на стакане 4 с внутренней резьбой, который установлен с возможностью перемещения в центральной отверстии фланца 2.

Стакан посредством резьбы связан с тягой, проходящей в отверстии шпинделя, которая в свою очередь связана со штоком силового цилиндра (гидравлического или пневматического), установленного на заднем конце шпинделя станка или на его шпиндельной бабке. На торцах ползуну выполнены рифленные поверхности 10, сопрягаемые с рифлеными поверхностями 14 сменных кулачков 13, в которых выполнены пазы 15. В ползунах 5 выполнены отверстия, в которые входят валики 11 со срезанной головкой 12 и поперечными пазами 9.

Головки 12 входят в пазы 15, выполненные в кулачках 13, а поперечные пазы 9 взаимодействуют с эксцентриками 8, снабженными шестигранными отверстиями под ключ. Таким образом, при повороте эксцентриков рифления сменных кулачков плотно прижимаются к рифлениям ползуну. Штифты 7 со сферическими головками, установленные в пробках 6, препятствуют их перемещению. Таким

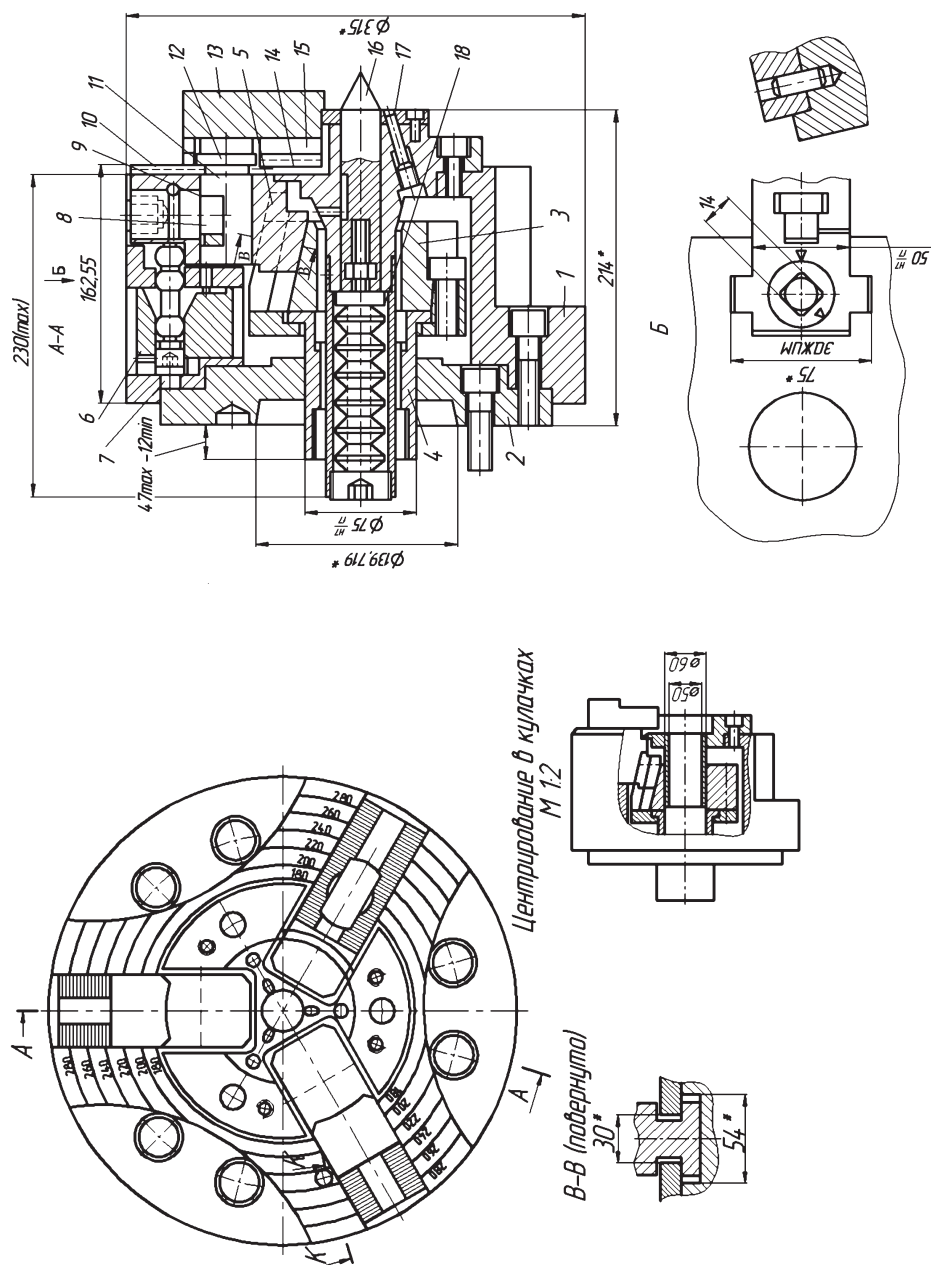


Рис. 6.92. Клиновой трехкулачковый патрон ПЗКП-315 08.95

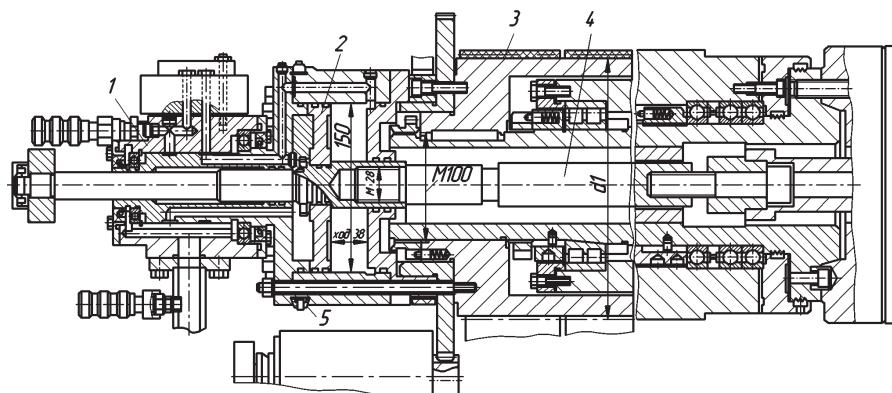


Рис. 6.93. Гидроцилиндр механизированного зажима (привода кулачков)

образом, конструкция патрона позволяет существенно сократить время, необходимое для смены кулачков; причем такую установку, раскрепление-закрепление и смену кулачков может осуществить автооператор или робот.

Обработка в центрах на станках с ЧПУ встречается реже, чем патронная обработка. Однако патрон снабжен тремя различными по диаметру плавающими центрами, которые устанавливаются в отверстиях корпуса патрона без его демонтажа. Центры 16 выполнены плавающими благодаря тарельчатым пружинам 18 и снабжены поводковыми пальцами 17, передающими крутящий момент от шпинделя станка на торец обрабатываемой детали.

В качестве механизированного привода зажимов кулачков часто используют гидроцилиндр (рис. 6.93). Гидроцилиндр 2, передающий силу на тягу 4 привода кулачков, установлен на шкиве 3 привода вращения шпинделя. Для уменьшения дисбаланса предусмотрены грузики 5. Масло в гидроцилиндр подается через золотник 1.

Четырехкулачковые патроны выполняются с механизмом самоцентрирования (редко) и с независимым перемещением каждого кулачка (несамоцентрирующе). Последние применяются для закрепления деталей сложной конфигурации, деталей, не имеющих осей симметрии, эксцентричных деталей и т.п.

На рис. 6.94 и 6.95 показаны четырехкулачковые патроны с *независимым перемещением кулачков*. В корпусе 1 патрона выполнены радиальные пазы 2, в которые с возможностью перемещения установлены зажимные кулачки 3. На каждом кулачке выполнена полугайка, входящая в зацепление с винтом 4, который зафиксирован в осевом направлении сухарем 5, охватывающим проточку на винте. На торце каждого винта выполнено гнездо под ключ S. Вращением винтов 4 обеспечивается независимое перемещение каждого кулачка. Положение заготовок (поковок, отливок, штамповок) выверяется посредством рейсмусов, индикаторов, штангенрейсмусов, устанавливаемых на плитах, размещенных на направляющих станины станка. Предварительная установка кулачков осуществляется по концентричным рискам, нанесенным на торец корпуса патрона. Выпускаются патроны с наружным диаметром $D = 160 \dots 1000$ мм.

К самоцентрирующим кулачковым патронам можно отнести также и *мембранные* патроны. Их используют при шлифовании и чистовой токарной обра-

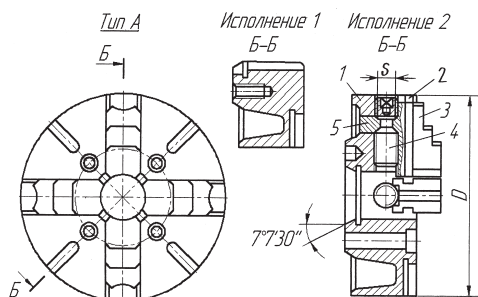


Рис. 6.94. Патроны четырехкулачковые с независимым перемещением кулачков для крепления на фланцевые концы шпинделей

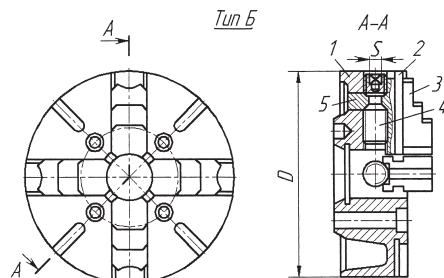


Рис. 6.95. Патроны четырехкулачковые с независимым перемещением кулачков для крепления на концы шпинделей через переходные фланцы

ботке для достижения точного центрирования заготовок относительно подготовленной с достаточно высокой точностью базовой поверхности.

На рис. 6.96 представлена конструкция мембранного патрона для закрепления прямозубых и косозубых колес при шлифовании центрального отверстия. В этом случае центрирование осуществляется по рабочим поверхностям зубьев шлифуемого колеса, в которые вводятся ролики или шарики, контактирующие с зажимными поверхностями кулачков патрона. Таким образом, центрирование и закрепление осуществляются теоретически по начальной окружности зубьев колеса.

В корпусе 1 патрона закреплена мембрана 9 диаметром D_1 с шестью кулачками 8, на которых закрепляют сменные кулачки 7 с зажимными поверхностями Е. Эти поверхности контактируют с поверхностями установочных элементов 11 (роликов или шариков), размещенных во впадинах зубчатого колеса 12, отверстие которого шлифуется.

В процессе установки или съема шток 2 прогибает мембрану в направлении к шлифуемой заготовке, что приводит к расхождению кулачков. Тогда зубчатое колесо с установленными в его впадинах роликами (шариками), закрепленными в обойме 13, вводится в патрон до упора в сменные осевые опоры 14, осуществляющие дополнительное базирование по торцу. Зажимные поверхности сменных кулачков шлифуются в сборе с патроном.

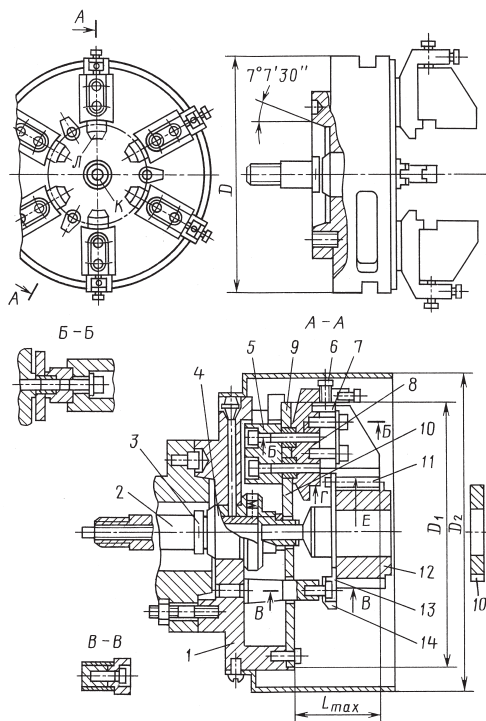


Рис. 6.96. Мембранный патрон для закрепления зубчатых колес

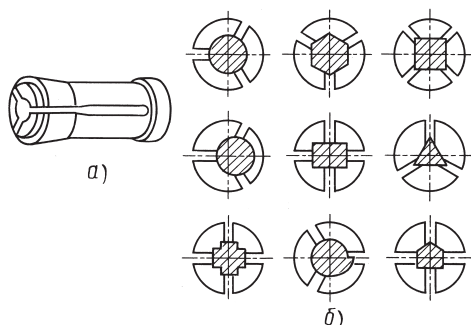


Рис. 6.97. Зажимные цанги:
а — общий вид зажимной цанги; б — профили отверстий в цангах

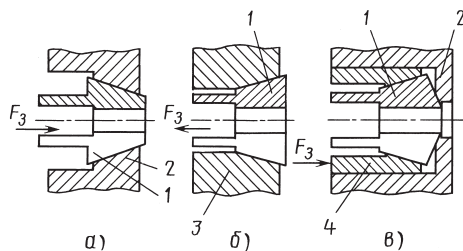


Рис. 6.98. Схемы действия цанговых патронов:

а — патрон натяжного действия; б — патрон нажимного действия; в — патрон с промежуточной втулкой

Для этого на кулачках 8 предусмотрены выточки Г и установочное кольцо 10. Винт 6 служит для тонкой регулировки положения сменных кулачков перед их шлифованием.

Перемещение штока 2 по поверхности 4 осуществляется от осевого силового привода, устанавливаемого на заднем конце шпинделя станка, а предохранительное кольцо 3 ограничивает ход штока при разжиге. Втулка К, установленная в корпусе 1, служит для направления калибра активного контроля. Для обеспечения равномерной деформации мембраны служат противовесы 5, закрепленные на мембране. Выпускают патроны с наружным диаметром $D = 200 \dots 400$ мм.

Самоцентрирование прутковых заготовок обеспечивают *цанговые* патроны. Цанговые патроны используются в основном в токарно-револьверных станках и автоматах. Главным элементом этих патронов является зажимная цанга (рис. 6.97). Цанга выполняется в виде стальной закаленной втулки с прорезями, образующими несколько упругих лепестков, части внутренних поверхностей которых являются зажимными. Цанга имеет наружную коническую поверхность с углом при вершине 30° .

Наибольшее распространение получили цанговые патроны трех типов: нажимные, натяжные и с нажимным элементом. На рис. 6.98 показаны схемы трех типов цанговых патронов. Патрон нажимного действия содержит цангу 1, которая под действием силы F_3 вдвигается в коническое отверстие гайки 2 с углом конуса 31° , закрепленной на шпинделе станка. К недостаткам такого патрона следует отнести снижение силы зажима под действием сил резания.

Патрон натяжного действия предусматривает втягивание цанги 1 в коническое отверстие шпинделя 3 с углом конуса 29° . В этом случае при малых габаритах обеспечиваются высокая жесткость и повышение силы зажима под действием сил резания. Однако при зажиме прутка-заготовки наблюдаются его осевое смещение и отход от упора, расположенного в револьверной головке станка. Это снижает точность обработки в осевом направлении.

Потеря осевой точности исключена в патронах третьего типа, где на неподвижную в осевом направлении цангу 1, упирающуюся в гайку 2, закрепленную на шпинделе станка (на рис. 6.98, в не показан), воздействует перемещаемый от привода зажима нажимной элемент 4 — втулка с внутренней конической по-

верхностью. Этот патрон исключает смещение прутка-заготовки при зажиме, однако радиальные габариты такого патрона больше, чем у патронов нажимного и натяжного типов. Как правило, цанговые патроны имеют электромеханический, пневматический или гидравлический привод зажима, который воздействует на цанги через трубу, расположенную в отверстии шпинделя. Наличие трубы резко снижает технологические возможности станка. Поэтому нашли применение цанговые патроны с «передним управлением», т.е. патроны, в которых силовой цилиндр размещается со стороны переднего торца шпинделя и может быть как вращающимся, так и неподвижным.

На рис. 6.99 показан цанговый патрон с *пружинно-пневматическим* приводом. В корпусе 1 пневмоцилиндра размещен поршень 2, шток 7 которого выполнен пустотелым. Корпус закреплен на передней бабке станка. На переднем конце шпинделя станка закреплена гильза 12. В отверстии гильзы размещена подвижная в осевом направлении втулка 11 с коническим отверстием, которая взаимодействует со сменной зажимной цангой 10. Гайка 9, застопоренная винтом 8, ограничивает осевое перемещение цанги. На наружной поверхности гильзы 12 установлена жесткая цилиндрическая пружина 13, зафиксированная в осевом направлении гайкой 6 и воздействующая через штифты 5 на втулку 11 и цангу 10. Таким образом осуществляется зажим прутка.

Разжим прутка осуществляется пневмоцилиндром при нажатии кнопки 15. При этом золотник 16 открывает доступ сжатого воздуха, подводимого через штуцер 17, в рабочую полость пневмоцилиндра, поршень перемещается влево, и шток 7 своим торцом нажимает на гайку 6, в которой закреплены штифты 5. Штифты перемещают втулку 11, и цанга 10 освобождается и за счет своих упругих свойств освобождает пруток. Для повторения зажима кнопкой 15 возвращают золотник 16 в исходное положение, обеспечивающее соединение полости с атмосферой. При этом пружина 13 вновь перемещает втулку вправо, и цанга сжимается.

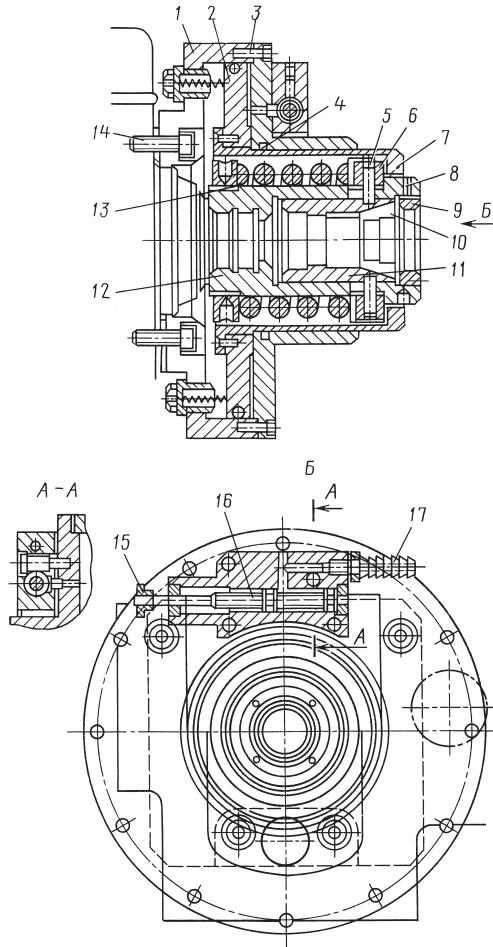


Рис. 6.99. Пружинно-пневматический цанговый патрон

Таким образом, зажим осуществляется пружиной, а разжим — пневмоцилиндром. Это обеспечивает постоянство силы зажима и безопасность работы в случае непредвиденного падения давления в пневмосети.

6.4.3. Устройства для передачи крутящего момента от шпинделя станка к заготовке

Поводковые устройства предназначены для передачи крутящего момента от шпинделя станка к валу-заготовке, установленному в центрах. Для этого в заготовке по ее торцам выполняются центровые отверстия. Таким образом, заготовка заранее базируется, а зажимные элементы поводковых патронов служат только для передачи крутящего момента и должны самоустановиться по поверхности заготовки.

Простейшими поводковыми устройствами являются патроны токарные поводковые по ГОСТ 2571—71, работающие в паре с хомутиками по ГОСТ 2578—70. Хомутики закрепляются на заготовке посредством винтов и взаимодействуют с пальцами, закрепленными на планшайбах поводковых патронов, либо своим отогнутым концом входят в прорези, выполненные в корпусе планшайбы.

Недостатком таких поводковых устройств является неравномерный отжим заготовки, что снижает точность обработки.

Более совершенными, но и более сложными, являются самозахватывающие поводковые устройства. Они содержат два или три эксцентриковых кулачка с насечкой, которые равномерно зажимают заготовку и приводят ее во вращение с возрастающим крутящим моментом, пропорциональным моменту резания. Самоустановка кулачков по поверхности заготовки обеспечивается установкой кулачков на плавающем основании или независимым перемещением каждого кулачка.

На рис. 6.100 показан простейший двухкулачковый поводковый патрон. Корпус 1 патрона крепится к фланцу шпинделя станка токарного типа. В радиальном пазу корпуса расположен ползун 2, подпружиненный относительно корпуса пружинами 3. На торце ползуна нанесены рифления, взаимодействующие

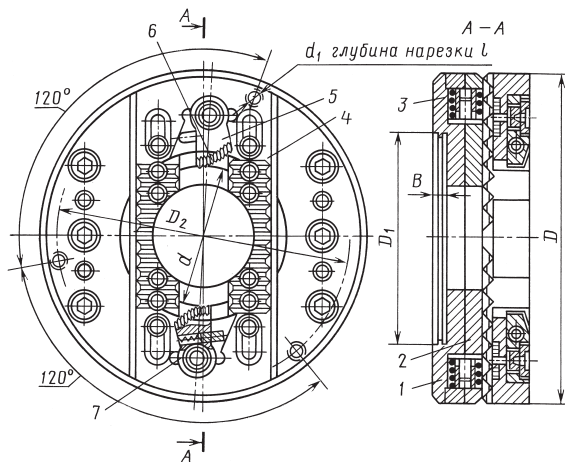


Рис. 6.100. Патрон двухкулачковый поводковый (d , D , D_1 , D_2 — характерные размеры)

с рифлениями, выполненными на колодках 4, несущих кулачки 5 (эксцентрики) с насечкой 6 по зажимной поверхности. Перестановкой колодок достигается закрепление заготовок различных диаметров.

Подпружиненный (плавающий) в радиальном направлении ползун позволяет кулачкам самоустанавливаться по поверхности заготовки. Пружины 7 осуществляют предварительное закрепление (прижим) кулачков по поверхности заготовки. Эксцентричное расположение зажимной поверхности 6 относительно осей поворота каждого кулачка обеспечивает заклинивание этой поверхности кулачка по поверхности заготовки и нарастание передаваемого крутящего момента по мере нарастания силы резания.

Недостатками таких патронов являются неудобство установки заготовки (необходимость преодоления силы пружин 7), а также ослабление силы прижима кулачков к заготовке при высоких частотах вращения.

Этих недостатков лишен патрон, показанный на рис. 6.101. На шпинделе 1 станка крепится фланец 2, на котором с возможностью радиального перемещения установлен корпус 4 патрона. Это достигается тем, что корпус связан с фланцем посредством винтов 6 с распорными втулками 7. В корпусе и фланце выполнены радиальные пазы, в которых размещены срезанные в размер паза головки ведущих пальцев 3. Таким образом, корпус 4 может перемещаться в направлении этих пазов, при этом он подпружинен относительно фланца 2 пружинами 10.

Эксцентрикующие кулачки 5 установлены с возможностью поворота на пальцах 3 и имеют насечку на рабочей поверхности. На кулачках закреплены центробежные грузы 11. Кулачки подпружинены в сторону разжима патрона посредством пружин 8 и толкателей 9. Для разгрузки пальцев от сил зажима их цилиндрические наружные поверхности прижимаются к радиусным выточкам, выполненным в корпусе патрона. Если шпиндель станка неподвижен, кулачки патрона раскрыты под действием пружин 8, что позволяет беспрепятственно установить заготовку в центрах станка. Как только шпиндель начинает вращаться, грузы 11 поворачивают кулачки 5 и заготовка предварительно зажимается, причем корпус патрона вместе с кулачками самоустанавливается по поверхности заготовки.

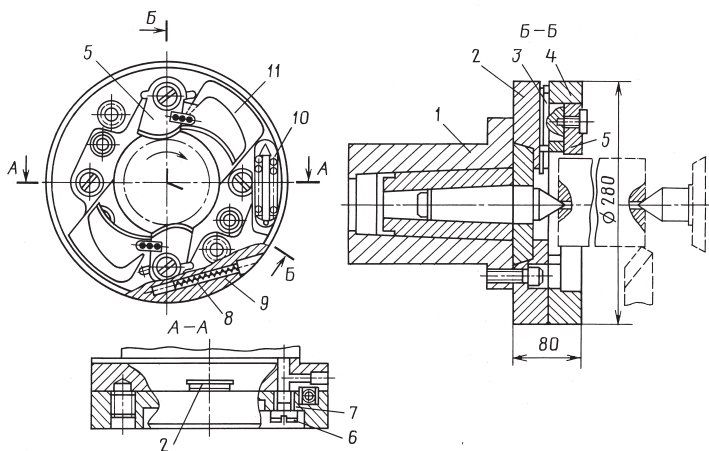


Рис. 6.101. Патрон двухкулачковый поводковый автоматического действия

ки. Увеличение крутящего момента происходит при приложении силы резания (см. предыдущую конструкцию).

6.4.4. Механизмы для зажима инструмента в шпинделе станка

На рис. 6.102 показаны разновидности механизмов зажима инструмента в шпинделе станков различных типов (многоцелевых, фрезерных и т.п.).

В схеме на рис. 6.102, а закрепление оправки 1 в коническом отверстии шпинделя 2 производится от пакета тарельчатых пружин 4. Один конец пружин упирается в торец шпинделя, а другой связан с тягой 5. Тяга 5 воздействует через цангу 3 на хвостовик оправки, осуществляя закрепление инструмента. Разжим производится гидроцилиндром 6, перемещающим тягу 5 и цангу 3 влево, в результате чего освобождается конический хвостовик оправки. Золотник 7 управляет подачей масла в рабочую полость (на рис. 6.102, а не показана) при подходе гидроцилиндра 6 к торцу тяги 5.

В конструкции на рис. 6.102, б зажимная втулка 2, связанная с подпружиненной тягой 4 (пружины не показаны), передает силу на оправку 1 через шарики 3.

На рис. 6.102, в показан цанговый механизм зажима, в котором сила с тяги 4 передается на лепестки 2 цанги и далее на оправку 1 с инструментом.

Раскрытие лепестков цанги происходит с помощью пружин 3.

В рассмотренных механизмах из-за неисправностей в механизме (поломки пружины) или специфических условий резания, не исключающих «подхваты» инструмента (например, из-за неконтролируемого роста силы резания), воз-

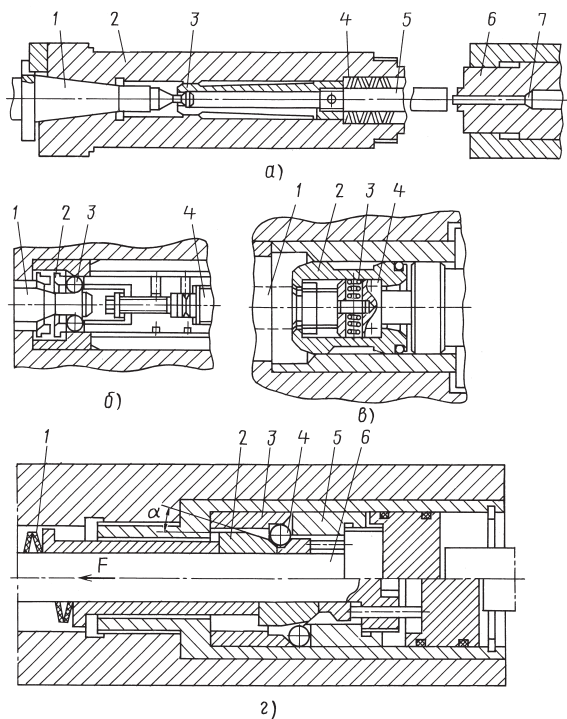


Рис. 6.102. Механизмы зажима инструмента в шпинделе станка

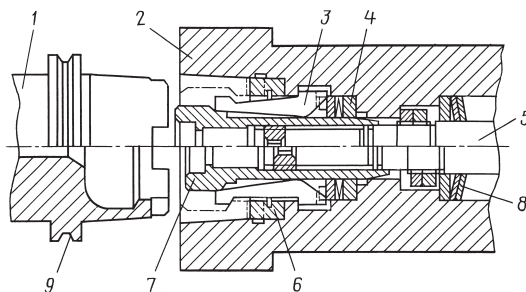


Рис. 6.103. Схема закрепления инструмента с хвостовиком HSK

можно его осевое перемещение и поломка. Кроме того, для обеспечения большой силы зажима требуется последовательная установка жестких пружин.

На рис. 6.102, 2 показана схема механизма зажима, в котором исключены отмеченные выше недостатки. Здесь сравнительно небольшая сила пружины 1 передается при зажиме через конические поверхности втулок 2, 3, торец втулки 5 и шарики 4 (схема ниже оси) на тягу 6. Выбором углов конусов ($\alpha \approx 12^\circ$) на втулках можно обеспечить увеличение усилия пружины 1 при передаче его на шток 6 в 5 и более раз. Вместе с тем при возникновении осевой силы F на «вытяжку» вследствие того, что угол α выбирается близким к углу трения, коэффициент передачи силы от штока 6 к пружине 1 дополнительно увеличивается (из-за низкого КПД) и достигает 10 и более.

Таким образом, образуется «замок», и перемещение инструмента от силы резания практически невозможно (выше оси показано положение элементов механизма при разжиме).

При высокоскоростной обработке используются конструкции полых конических хвостовиков типа HSK (Hohlschefte Regel), применение которых позволяет избежать раскрытия стыка в соединении из-за изменения размеров от действия центробежных сил, а также обеспечивает геометрическое замыкание усилия зажима на шпинделе.

Схема механизма закрепления таких хвостовиков приведена на рис. 6.103. Инструмент 1 с полым хвостовиком типа HSK закрепляется кулачками 3 в шпинделе 2 с помощью тяги 5 (перемещаемой пружинами 8) и нажимной втулки 7. Возврат кулачков 3 в положение разжима осуществляется пакетом тарельчатых пружин 4. Крутящий момент передается через торец хвостовика шпонками 6.

Важным является силовое замыкание торца фланца хвостовика с торцом шпинделя 2, которое обеспечивается точным изготовлением сопряженных поверхностей конусов с конусностью 1 : 10 и зазора между торцами.

В зависимости от назначения применяют различные типы хвостовиков HSK.

Хвостовики типа А предназначены для автоматической смены инструмента, имеют кольцевую канавку 9 под захват автооператора и индексирующую канавку.

Хвостовики типа С предназначены для ручного зажима.

В некоторых типах хвостовиков крутящий момент передается наружными шпонками, а также трением при малых нагрузках.

6.4.5. Механизмы для закрепления заготовок на столе станка

В зависимости от характера производства (серийность, конфигурация заготовок) используются универсально-безналадочные, универсально-наладочные и универсально-сборные приспособления.

К универсально-безналадочным приспособлениям можно отнести, например, поворотные пневматические тиски.

В универсально-наладочных приспособлениях на верхней или боковых поверхностях подвижной и неподвижной губок выполнена сетка Т-образных и шпоночных пазов. Они предназначены для установки и закрепления сменных наладок. Например, для установки заготовок цилиндрической формы используются наладки-призмы.

При создании приспособлений для обработки заготовок по групповому принципу, в том числе на станках с ЧПУ, предусматривают универсально-сборные приспособления (УСП), в которых имеются базовое основание (плато) с сеткой точных Т-образных пазов и быстросменные наладочные элементы, являющиеся сборочными единицами, предназначенными для базирования и закрепления заготовок.

Компоновки УСП собираются из стандартных элементов (рис. 6.104) высокой точности. (Погрешность расположения базовых поверхностей не превышает 0,01 мм.)

Высокая точность элементов УСП обеспечивает сборку приспособлений для установки различных заготовок 1 (рис. 6.105) без последующей механической доработки. После использования компоновок их разбирают на составные части, многократно используемые в течение 15—20 лет в различных сочетаниях в новых компоновках.

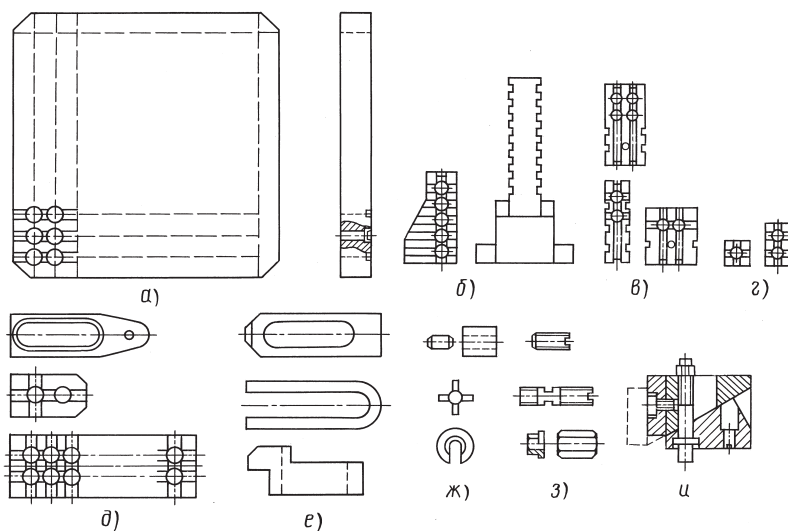


Рис. 6.104. Детали и сборочные единицы универсально-сборных приспособлений (УСП) для закрепления заготовок на столе станка:

а — базовое основание; б — упоры; в, г — проставки; д, е — прихваты; ж, з — крепежные элементы; и — подборка

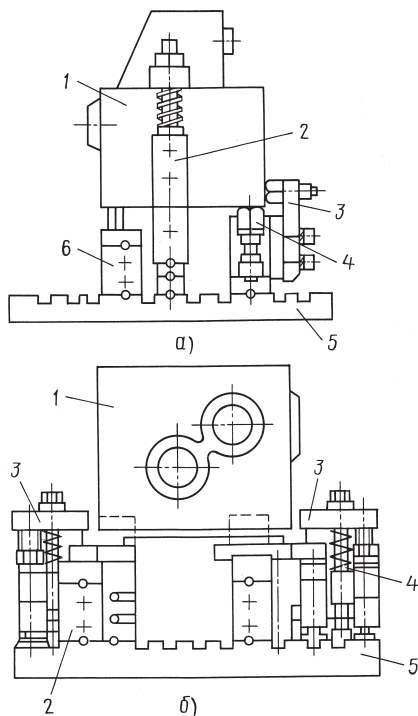


Рис. 6.105. Примеры сборок УПС для закрепления заготовок на столе станка: 1 — заготовка; 2 — упор; 3 — прихват; 4 — винт; 5 — базовое основание

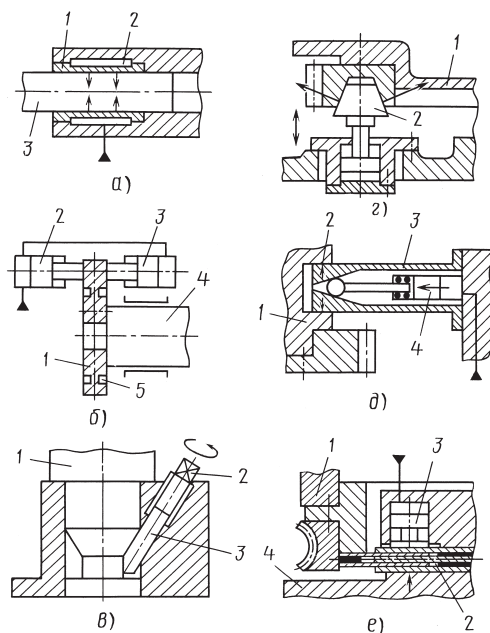


Рис. 6.106. Механизмы зажима вращающихся (поворотных) и узлов станка

Требования к приспособлениям станков с ЧПУ

1. Повышенная размерная точность и жесткость.
2. Базы должны иметь строго определенное положение относительно начала координат станка (нулевой точки).
3. Возможность доступа инструмента ко всем обрабатываемым поверхностям (обеспечить обработку с четырех или даже с пяти сторон).
4. Возможность смены заготовок во время работы станка, а также быстрой переналадки или смены приспособления.

6.4.6. Механизмы для зажима узлов станка

Для исключения смещения узлов от силы резания часто предусматривают их зажим в рабочем положении. Конструкции механизмов отличаются большим разнообразием и могут классифицироваться по различным признакам: по принципу замыкания — геометрический и силовой; по способу передачи силы — прямого действия и рычажный; по виду привода — механический, пружинный, гидравлический (воздушный), электромеханический; по используемому эффекту и т.п.

На рис. 6.106 показаны механизмы зажима вращающихся деталей. Зажим шпинделя 3, например расточного станка (рис. 6.106, а), осуществляется де-

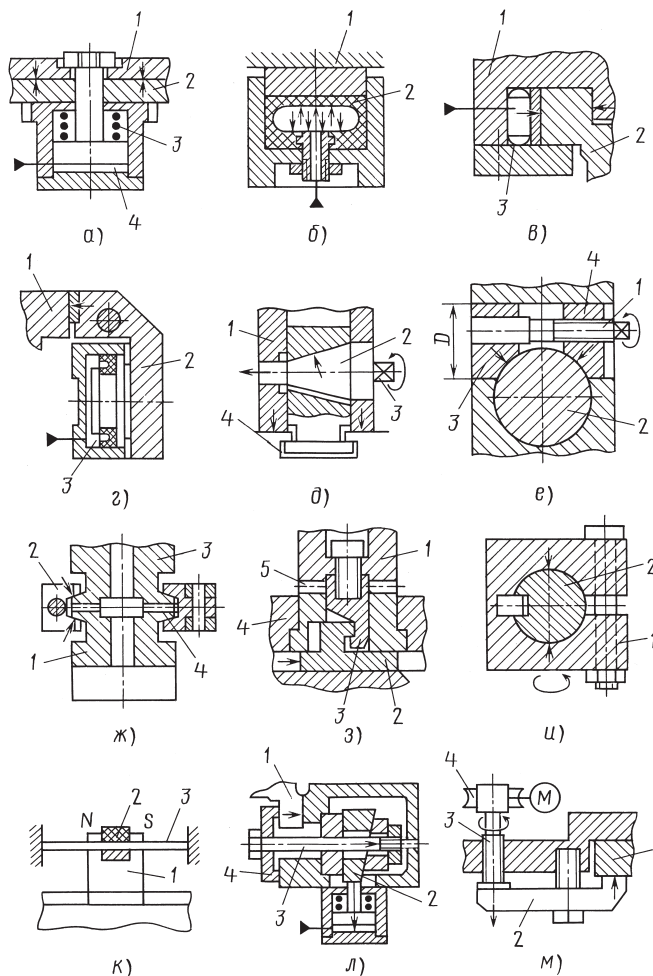


Рис. 6.107. Механизмы зажима различных деталей и узлов станка

формированием тонкостенной втулки 1 при подаче масла под давлением в полость 2.

Зажим шпинделя 4 токарного станка (рис. 6.106, б) производится с помощью гидроцилиндров 2 и 3 за диск 1. Для уменьшения нагрузок на осевые подшипники шпинделя при зажиме диск 1 ослаблен в поперечном сечении проточками 5.

Закрепление колонны 1 радиально-сверлильного станка (рис. 6.106, в) производится винтом 2 через стержень 3.

Зажим планшайбы 1 (рис. 6.106, г) производится от гидроцилиндра коническим зажимом 2, входящим в соответствующий паз зубчатого колеса — привода планшайбы. При закреплении возникает вертикальная сила, действующая на планшайбу. Закрепление планшайбы 1 (рис. 6.106, д), имеющей паз 2, производится гидроцилиндром 4 и плоскими пластинами 3. Благодаря низкой жесткости пластин в поперечном сечении при зажиме не возникает поперечных сил.

Фиксация поворотного стола 1 (рис. 6.106, е) многоцелевого станка в любом угловом положении производится силами трения в многодисковом тормозе 2 при подаче масла в гидроцилиндр 3. Благодаря тому что часть дисков 2 установлена на поворотном столе, а часть — на неподвижном основании 4, при зажиме возникает трение между дисками и происходит закрепление поворотного стола.

На рис. 6.107 показаны схемы механизмов зажима прямолинейно-перемещаемых узлов, а также сменных механизмов.

На рис. 6.107, а показан прямой механизм зажима узла 1 на неподвижной детали 2 с помощью пружины 3. Освобождение механизма происходит при подаче масла в гидроцилиндр 4. На рис. 6.107, б для зажима узла 1 используется упругость резиновой манжеты 2, во внутреннюю полость которой подается масло под давлением.

Зажим салазок 1 на станине 2 (рис. 6.107, в) производится при подводе масла к эластичным трубкам 3 эллипсообразного сечения, которые под действием давления масла стремятся приобрести цилиндрическую форму.

На рис. 6.107, г показан компактный механизм зажима узла 1 гидроцилиндром 3, в котором сила зажима увеличивается с помощью рычага 2.

Фиксация детали 1 на салазках 4 (рис. 6.107, д) производится при осевом перемещении конического пальца 2 (при его повороте за квадрат 3).

На рис. 6.107, е показана схема закрепления цилиндрических деталей 2 (например, пиноли задней бабки) с помощью кулачков 3 и 4, перемещаемых винтом 1.

Зажим сменной резцедержавки 1 токарно-карусельного станка (рис. 6.107, ж) на ползуне 3 осуществляется хомутом 2 с конусообразными поверхностями. Резцедержавка 1 центрируется на ползуне с помощью кулачковой муфты 4 с треугольным профилем.

Закрепление сменных кулачков 1 в токарном патроне 4 (рис. 6.107, з) производится с помощью тяги 3 при перемещении замка 2. Базирование кулачка 1 осуществляется муфтой 5 с треугольным профилем.

Фиксация каретки на цилиндрической направляющей 2 (рис. 6.107, и) осуществляется хомутом 1, связанным с кареткой.

На рис. 6.107, к показана схема закрепления подвижного узла 1 с помощью тонкой ленты 3, установленной в неподвижном основании. С помощью электромагнита 2 с полосами N и S производится фиксация узла в требуемом положении без какого-либо воздействия механизма зажима на положение подвижного узла (вследствие малой жесткости ленты 3 в поперечном направлении). Благодаря этому исключается влияние зажима на точность позиционирования.

На рис. 6.107, л и м приведены схемы механизмов зажима, позволяющих развивать большие силы. Сила пружины (рис. 6.107, л) передается через клин 2 на тягу 3 и рычаг 4 (два элемента для увеличения зажима).

В электромеханическом механизме (рис. 6.107, м) исключительно большая сила зажима детали 1 развивается благодаря большому передаточному отношению, создаваемому рычагом 2, винтом 3 и червячной парой 4.

Общие принципы проектирования станков

7.1. Общие сведения

Направления развития станков. Факторы, определяющие технический уровень конструкций. Технический уровень конструкций, определяемый взаимосвязью между проектированием, технологией и экономикой, устанавливается с учетом следующего.

1. Техническое совершенствование станка оценивается при сопоставлении основных его показателей (производительности, точности, надежности, гибкости и т.п.) с наиболее высокими, достигнутыми на лучших образцах.

2. Учитывается использование современных конструкторских решений, отражающих степень реализации научно-технических достижений.

3. Рассматривается вся совокупность технических и экономических особенностей, обеспечивающих эффективное применение станка.

4. Учитывается степень соответствия станка следующим критериям:

- простоте конструкции, удобству эксплуатации и безопасности в использовании;
- возможности проведения модернизации (модификации), чтобы обеспечить эффективное использование в течение длительного времени;
- живучести (т.е. возможность эксплуатации даже при наличии дефектов, а также ограниченная работоспособность при воздействиях, не предусмотренных условиями эксплуатации) и надежности;
- экономичности, включая технологичность конструкций и ее стандартизацию.

Основные направления развития станков

- Приспособленность станка к человеку, что предполагает не только безопасность для жизни и здоровья, но и обеспечение комфортабельных условий для людей, эксплуатирующих станок (звуко- и виброизоляция, удобство управления, защита рабочей зоны, защита узлов от грязи).

- Увеличение диапазона частот вращения привода главного движения и повышение скорости резания до 10000 м/мин и более вследствие расширения спектра обрабатываемых материалов и улучшения режущих свойств инструмента.

- Реализация комплекса мер по увеличению доли основного времени использования станка: концентрация операций на одном станке, повышение скорости

перемещений (до 30 м/мин и выше), автоматическая смена инструмента и заготовок, применение систем ЧПУ и др.

- Для повышения точности и качества деталей предусматривается контроль статических, динамических и температурных возмущающих воздействий и в случае необходимости проводится соответствующая коррекция. Это способствует также повышению производительности.

- Вследствие увеличения расходов на изготовление, заработную плату и материалы, а также стоимости одного часа работы оборудования степень автоматизации станков (на основе применения микропроцессоров и мини-ЭВМ) увеличивается. Это касается как расширения функциональных возможностей автоматического транспортирования заготовок и инструмента, так и введения самодиагностирования состояния станка, нахождения неисправностей и контроль износа инструмента и точности станка в процессе обработки. Применение многоцелевых станков повышает производительность в 2...5 раз.

- Вследствие повышения уровня автоматизации устанавливаются более высокие требования к надежности оборудования и к гарантированию качества обработки.

- Повышение в экономически оправданных пределах единичной мощности.

- В связи с ростом частот вращения главного привода, скоростей перемещения применяются адаптивные системы регулирования, обеспечивающие контроль и предохранение от разрушения систем станка и инструмента.

- Снижение удельной металлоемкости; энергосбережение.

Поиск новых конструкторских решений. Процесс совершенствования станков должен быть непрерывным, т.е. как только завершается работа над станками одного поколения, формируются задачи, связанные с дальнейшим развитием станков. Можно выделить ряд основных тенденций поиска новых решений, которые наметились в последнее время.

1. При создании и развитии конструкций станков для принятия решения часто используют прогнозирование (гипотетическое, аналитическое, на основе анализа аналогов и др.), при котором изучаются все основные параметры станков: от основных размеров, технических параметров до установления слабых звеньев, причин простоев и т.п.

2. Техническое решение задачи должно осуществляться на альтернативной основе, чтобы не упустить рациональный вариант.

3. При создании станка необходимо научиться выделять главные моменты. К ним относятся: метод форматирования, схема движений, реализующая принятый метод форматирования; компоновка станка, тесно связанная со схемой движений; силовая схема, которая обуславливает эффективность восприятия нагрузок.

4. Синтезу принципиально новых решений, в том числе изобретательству, желательно придать научную основу (анализ компоновок, сравнение станков по основным показателям целесообразно осуществлять с использованием современных ЭВМ).

5. Применение новейших видов технологических операций, основанных на использовании физических и физико-химических методов обработки, или их сочетаний с традиционными (лазерной, плазменно-механической, например, токарная обработка и лазерная закалка поверхностей).

6. Объединение различных технологических процессов, например, пластического деформирования и снятия стружки, что существенно влияет на стоимость изготовления.

7. Введение элементов искусственного интеллекта — от распознавания образов деталей (т.е. выполнения функций технического зрения) до управления речевыми входными сигналами.

8. Реализация безотходного производства (утилизация СОЖ, стружки, снижение массы станка и т.п.).

9. Стандартизация конструкторских решений, которая предполагает повторяемость (узлов или деталей), вариантность как рациональное многообразие, взаимозаменяемость, обязательность применения.

Методами стандартизации являются: 1) симплификация (уменьшение до достаточного числа разновидностей); 2) унификация — замена нескольких деталей или узлов одним; 3) типизация — разработка типовых конструкций (для разных станков) на основе аналогичного функционального назначения и одинаковых технических характеристик; 4) агрегатно-модульный принцип проектирования, предполагающий возможность компонования станка из стандартных агрегатов, узлов, сборок (сроки и стоимость сокращаются в 3...4 раза).

10. Расширение технологических возможностей за счет установки на станке дополнительных узлов и приспособлений. Например, револьверной головки и второй шпиндельной бабки на токарном станке. На стадии разработки концепции предусматриваются все возможные модификации станка.

11. Создание универсальных и многофункциональных конструкций, которые расширяют технологические возможности станка, что характерно в первую очередь для многоцелевых станков (шпиндельные узлы с поворотом оси в пространстве для обработки заготовок с пяти сторон, использование поворотных «глобусных» столов и т.п.).

12. Применение новых материалов (керамических, полимербетона, волокнистых композиционных и др.), а также процессов (склеивание, использование профильного проката и т.п.), особенно для точных и сверхточных станков.

13. Применение механизмов с более естественной схемой работы, надежность которых обеспечивается самой природой функционирования. Выбор естественного режима работы непосредственно связан с принципом самоуправления, адаптации к внешним воздействиям (самоустанавливающиеся, саморегулирующиеся механизмы).

14. Применение новых механизмов, сконструированных с учетом достижений механики, гидравлики, пневматики, электрики (электроники) и рациональное сочетание в станке устройств, использующих эти физические принципы.

Здесь наметились следующие тенденции:

- существенное упрощение механических цепей с одновременным повышением сложности механизмов (ШВП, закаленные направляющие, механизмы автоматической смены инструмента и заготовок и т.п.). В связи с более интенсивной работой повышаются требования к долговечности механических элементов станка;
- сокращение функций гидропривода, ограничение их операциями, требующими больших сил (зажим-отжим, вспомогательные перемещения, гидроуравновешивание, предохранительные устройства, выборка зазоров).

15. Перенос рабочих функций с механических систем приводов на систему управления и электропривод, что позволяет получить более простые, компактные и легко управляемые узлы, например, использование главного привода токарного станка одновременно и для привода круговой подачи (медленного вращения).

16. Использование механизмов, построенных на новых физических принципах (магнитострикционного и пьезокерамического приводов микроперемещений, магнитной подвески (разгрузки) направляющих и др.).

17. Использование в станках достижений в смежных областях техники и учет исследований живой природы (процесс избирательного переноса для повышения износостойкости).

18. Применение мехатронных устройств, объединяющих три составные части: силовую (энергетическую) систему, осуществляющую механические перемещения, информационную систему и систему управления. Это создает хорошие предпосылки для получения принципиально новых конструкторских решений. В мехатронной системе производится *взаимосвязанный* выбор основных параметров названных выше составных частей, что, с одной стороны, обуславливает получение нового качества, а с другой — создает трудности при проектировании, поскольку необходима интеграция специалистов разного профиля.

Станок с ЧПУ — типичный представитель такой системы, где эти три начала соединены органически, что позволяет, например, в зубообрабатывающих станках существенно упростить кинематическую схему.

7.2. Этапы разработки конструкторской документации

Первым этапом является *техническое задание*. Оно определяет назначение проектируемого станка и основные его технико-экономические показатели. Техническое задание исходит из потребностей промышленности, конкретных или предполагаемых заказчиков.

Технико-экономические показатели, приводимые в техническом задании, характеризуют качество разрабатываемого станка. Такими показателями в первую очередь являются точность, производительность и надежность. Обязательно указывают уровень автоматизации станка, особенности его системы управления. В частных случаях могут оговариваться габариты станка или его масса, оснащенность измерительной системой, режимы обработки.

Непременная часть технического задания — обоснование целесообразности проектирования: техническое (новизна решаемой задачи, данные о существующих наиболее совершенных образцах ряда фирм, результаты предварительного патентного анализа и др.) и экономическое (предполагаемая эффективность по критерию приведенных затрат и производительности и т.п.).

Техническое задание нацелено на формулирование того, что должно быть получено, на результат разработки, на интересы существующего или потенциальных заказчиков, а не как решать поставленную задачу.

В техническом задании могут быть оговорены обязательность всех или некоторых стадий разработки конструкторской документации и ее состав, а также сроки различных этапов работ, в том числе согласование этапов разработки

между заказчиком и разработчиком. Хотя к заданию могут прилагаться чертежи, например обработанной детали или заготовки, но преобладает текстовая форма. Надо иметь в виду, что ошибки на этой стадии ведут к искажению цели и к неэффективности дальнейших работ.

Следующие два этапа необязательны. Они целесообразны, если исходные данные задания недостаточны, а пути решения поставленной задачи неопределенны.

Техническое предложение (ГОСТ 2.118—73) является начальным этапом конструирования, когда ведут предварительную проработку станка в целом, в основном на уровне кинематической структуры и компоновки. Систему управления выбирают в наиболее общем виде, поскольку от этого зависит кинематическая структура станка. Выявляют варианты возможных принципиальных решений и проводят их анализ. Локальные конструктивные проработки узлов ведут на уровне, достаточном лишь для сравнительной оценки вариантов. На этом этапе рассчитывают и выбирают исходные технические характеристики — скоростные и силовые параметры, необходимые для конструирования приводов, а именно: пределы скоростей главного движения и движения подачи, скорости вспомогательных движений, мощности двигателей. Получают ориентировочные габариты станка. Проводят патентный поиск аналогов станка в целом и важнейших узлов. Все чертежи выполняют с максимально допустимыми упрощениями, причем составные части допускается изображать контурными очертаниями или вообще не показывать, если они не рассматриваются при сопоставлении вариантов.

В работе над техническим предложением у ведущего конструктора формируется основной замысел изделия, принцип действия объекта в целом и составляющих его узлов. Может быть выбрана базовая модель станка или прототип. Главная цель этого этапа — подкрепленное предварительной конструкторской проработкой окончательное технико-экономическое обоснование целесообразности проектирования объекта, предусмотренного техническим заданием, уточнение и дополнение требований к объекту (станку), выбор пути реализации технического задания.

Эскизный проект (ГОСТ 2.119—73) также не является обязательным этапом, а разрабатывается, если это предусмотрено техническим заданием или протоколом рассмотрения технического предложения. На этом этапе ведут углубленную предварительную конструктивную проработку наиболее важных и оригинальных узлов станка. Этот этап наименее определен по составу и объему работ. Здесь еще возможны изменения кинематической схемы станка, принципов действия узлов, допустима незавершенность разработки в том смысле, что не обязательно исчерпывающая проработка всех подробностей. Однако должно быть дано общее представление о принципе работы и устройстве вновь разрабатываемых узлов, т.е. в основном должна быть ясна их конструкция.

Важной составной частью эскизного проекта может быть прочерчивание продольного и поперечного разрезов по станку для увязки узлов (установочный чертеж). Предварительно решают вопросы упаковки и транспортирования станка. При необходимости изготавливают и испытывают макеты узлов или их частей. Проводят оценку разработанных конструкций на технологичность. Расчеты,

подтверждающие работоспособность станка и его частей, носят ориентировочный характер.

Технический проект (ГОСТ 2.120—73) необходим для всех новых моделей станков. Он содержит окончательные технические решения всех оригинальных узлов и должен давать полное представление о конструкции станка. Чертежи узлов на этой стадии выполняют в объеме, достаточном для разработки рабочего чертежа каждой детали. На чертежах узлов должны быть показаны посадки в соединениях деталей, величины ходов подвижных частей, габариты, цепочки линейных размеров, вынесены позиции всех деталей. Должны быть сформулированы технические требования на изготовление и сборку узла. При необходимости могут быть разработаны альтернативные варианты узлов для выбора оптимального варианта. Выполняют чертеж общего вида станка и необходимые принципиальные схемы (электрическую, гидравлическую, пневматическую), схемы разводки маслопровода, электрических проводов.

В техническом проекте завершают расчеты. Они должны быть полными, охватывая, в частности, динамику и все проверочные прочностные и тепловые расчеты. Рассчитывают гидравлические и пневматические системы, показатели надежности. Уточняют экономическую эффективность станка. Проводят подробный анализ конструкции на технологичность в условиях конкретного производства. Оценивают станок на его соответствие требованиям техники безопасности, эргономики и технической эстетики, возможностей транспортирования, а также стандартизации и унификации, технический уровень станка в целом. Проводят завершающую проверку станка на патентную «чистоту» и конкурентоспособность, оформляют заявки на изобретения.

Разработка рабочей документации, как завершающий этап проектирования, должна быть достаточной, чтобы станок можно было изготовить, испытать и эксплуатировать. Для этого должны быть выполнены сборочные чертежи каждого узла, необходимые для технологов и рабочих сборочных цехов. В отличие от технического проекта, где внешний вид узла может быть не показан, здесь он обязателен так же, как и выноски позиций всех без исключения деталей, для чего могут потребоваться дополнительные виды и сечения. Сборочный чертеж узла является контрольным чертежом для проверки размеров после детализовки. Рабочий чертеж каждой оригинальной детали должен быть исчерпывающим и содержать все необходимые размеры, сведения о материале и термообработке, технические требования, в том числе допуски на размеры, форму поверхностей и их расположение, шероховатость.

В состав рабочей документации входят: окончательный чертеж общего вида станка, все схемы (кинематическая, гидравлическая, электрические, в том числе монтажные чертежи), спецификации оригинальных и других деталей узлов, ведомость покупных изделий, руководство по эксплуатации станка, которое содержит паспорт с основными размерами станка, характеристиками движений рабочих органов и данными электродвигателей, описание устройства станка в целом, его узлов и схем, порядок обслуживания, в том числе установки, пуска и наладки, чертежи транспортирования и установки станка, схема размещения органов управления, схема и карта смазывания, схема расположения и перечень подшипников, чертежи быстроизнашивающихся деталей, ведомости комплек-

тации и т. д., нормы точности, карта технического уровня станка. Отдельным документом являются технические условия на станок, которые содержат не только его показатели, но и правила изготовления и контроля.

Выбор и расчет основных параметров станка. На начальной стадии проектирования станка в соответствии с техническим заданием определяют его основные параметры (габариты рабочего пространства, параметры технической характеристики, силовые и эксплуатационные показатели), решают вопросы выбора рациональной силовой схемы, общей компоновки, уточняют особенности кинематической схемы и способа реализации исполнительных движений.

Последовательность проектирования. Разработка проекта идет от общего к частному, а не наоборот. Это обуславливает роль технического задания и предопределяет рациональную последовательность проектирования, предполагающую следующие этапы:

1. Изучение вопроса, т.е. теоретическое исследование возможностей решения проблемы, а также известных способов ее решения (станки-аналоги, литературные источники и др.).
2. Выбор методов формообразования проектируемого станка с обеспечением требуемых технологических возможностей.
3. Анализ методов формообразования с оценкой возникающих трудностей и ограничений (точность, сложность реализации, технологичность и т. п.).
4. Разработка кинематической структуры и схем движений.
5. Выбор (проектирование) одной или нескольких альтернативных компоновок.

Особенно важно углубленное изучение проблемы для нетрадиционных (специальных) станков.

Реальное проектирование начинается с разработки опытным (ведущим) конструктором так называемого установочного чертежа.

Это прообраз будущего общего вида станка, который разрабатывается после конструирования всех узлов.

Установочный чертеж обеспечивает геометрическую взаимосвязь всех узлов станка (стыковка узлов, установление их габаритов и т. п.), а также возможность проектирования большинства узлов одновременно.

При разработке установочного чертежа в случае необходимости делается прочерчивание сложных и «сомнительных» мест, чтобы не ошибиться в возможности размещения механизмов в заданные размеры.

На установочном чертеже проставляются необходимые размеры, в первую очередь габаритные, привязочные, обеспечивающие сопряжение узлов, величина ходов и т.п.

7.3. Классификация параметров и показателей

Среди большого числа показателей, характеризующих качество станков, таких, как показатели надежности, технологичности, стандартизации и унификации, безопасности, эстетические, экологические, патентно-правовые и т. д., к наиболее важным относят показатели назначения и эргономические. Номенклатура показателей качества оговорена ГОСТ 493—79.

1. *Показатели назначения* характеризуют технологические возможности станка, его приспособляемость к обработке заготовок требуемых размеров, массы, возможность применения инструмента определенного размера, производительность, точность, энергопотребление. Распространены следующие показатели назначения:

- показатели рабочего пространства станка;
- характеристики заготовки (предельные размеры, масса);
- параметры рабочих и установочных перемещений (величина, дискретность и др.);
- характеристики инструмента (размеры, масса, число в магазине);
- характеристики основных и вспомогательных перемещений (пределы частот вращения и подач, величины ускоренных ходов и т.п.);
- силовые показатели (мощность главного привода, максимальный момент и сила резания на шпинделе, суммарная мощность);
- показатели шпинделя станка: диаметр сквозного отверстия, размер конуса в шпинделе;

7.1. Классификация параметров и показателей станков

Группа		Параметры и показатели		
		Задаваемые	Выбираемые	Рассчитываемые
Стандартизованные	Габаритные	Предельные размеры устанавливаемых заготовок	Предельные размеры деталей из условий транспортирования	
	Массовые	Максимальная масса устанавливаемой заготовки	Масса съемных деталей и узлов	
	Эксплуатационные	Корректированный уровень звуковой мощности	Усилия на рукоятках	Уровень шума и вибраций
	Точностные	Погрешность контрольного образца	Точность отдельных деталей	
	Прочие			Жесткость системы СПИД
Конструктивные	Габаритные	Высота центров, размеры стола	Размеры конуса в шпинделе	Габариты станка
	Силовые	Тяговая сила	Мощность главного привода	Тяговое усилие на винте
	Прочие	Параметры нарезания резьбы	Число инструментов в магазине	Масса оправок для инструмента
Эксплуатационные	Производительность	Время обработки одной детали		Время обработки условной детали (универсальные станки)
	Показатели надежности	Наработка на отказ (для станков с ЧПУ)	Срок службы до капитального ремонта	Срок выхода за пределы норм точности

- габариты и масса;
- точность, качество поверхности и производительность.

2. *Эргономические показатели* определяют соответствие станка физическим возможностям человека, приспособленность станка к условиям эксплуатации. Наиболее важными являются:

- антропометрические требования, которые характеризуют соответствие изделия антропометрическим данным человека, размерам человеческого тела (выбор положения рабочей зоны, высоты центров и т.п.);
- физиологические требования, определяющие соответствие станка физиологическим свойствам человека (усилия на рукоятках, скорости перемещений при наладке и выставке заготовки и т.п.);
- требования безопасной работы. Для станков наиболее важным является уровень шума (уровень звука на рабочем месте и скорректированный уровень звуковой мощности) и вибраций (если рабочее место расположено на узле станка).

Наиболее важные показатели регламентированы ГОСТами (предельные размеры устанавливаемых заготовок, наибольшие размеры инструмента, скорректированный уровень звуковой мощности), другие получают расчетом или назначают при конструировании на основе проработок, статистических данных и т.п. Например, размеры переднего конца шпинделя, размеры конуса в шпинделе для установки инструмента выбирают в зависимости от основного размера станка на основании статистических данных (для токарного станка основной размер — диаметр устанавливаемой заготовки, для фрезерного — ширина рабочей поверхности стола). В свою очередь размеры инструмента (фрез, сверл и т.д.) назначают по соответствующему конусу шпинделя, в который устанавливается оправка с инструментом или переходная оправка. В табл. 7.1 приведена примерная классификация параметров и показателей станков.

7.4. Особенности назначения геометрических параметров и основных технических характеристик

Закономерности последовательного характера развития станков определяют некоторые обязательные этапы и специфические подходы при выборе основных параметров технической характеристики, технологических возможностей станков, при построении размерных рядов.

1. Проектированию станков, предназначенных для определенных отраслей промышленности, должно предшествовать тщательное и глубокое изучение динамики развития этих отраслей, потребностей в оборудовании, вероятностей появления потребностей в новых материалах, методах обработки и технологических процессах.

2. В проектируемых машинах необходимо предусматривать резервы по основным показателям для дальнейшего развития. В первую очередь это относится к жесткости, точности, универсальности. Такой подход позволяет систематически совершенствовать конструкцию и поддерживать ее на уровне возросших требований. Уровень и характер резервирования параметров зависят от особенностей и назначения станка. Это не значит, что базовая модель должна быть переусложнена, но основная концепция машины должна учитывать воз-

возможность дальнейшего развития станка, т.е. необходимо обеспечить рациональную силовую схему, создать предпосылки для расширения технологических возможностей, а также для модернизации деталей и узлов, от которых зависит развитие станка данной группы.

3. Рациональный выбор основных эксплуатационных параметров станков невозможен без анализа использования аналогичных станков в промышленности. Изучению подлежат:

- *загрузка станков во времени* для уточнения доли основного времени в течение периода использования. По ней можно судить об эффективности мероприятий по повышению машинного времени;
- *использование станков по мощности*, моменту, силам резания. Это учитывается при выборе мощности главного привода и конструировании несущих деталей. Завышение мощности увеличивает габариты и массу, повышает стоимость станка.

Режимы нагружения станков общего назначения подчинены различным статистическим закономерностям, имеющим, как правило, асимметричный характер. В среднем универсальные станки используются на 30% мощности, причем доля потребляемой мощности уменьшается с увеличением мощности двигателя (универсальный характер работы, большая доля чистовых операций). По времени использования 80...90% работ на станках проводятся при мощности, составляющей меньше половины номинальной, и только до 5% — при мощности, превышающей ее. Аналогично используются частоты вращения шпинделя. Загрузка по моменту составляет всего 10...15% от номинального момента шпинделя.

Анализ использования рабочего пространства указывает, в какой мере подлежащие обработке заготовки занимают имеющееся рабочее пространство, которое часто оказывается завышенным, что приводит к увеличению расходов.

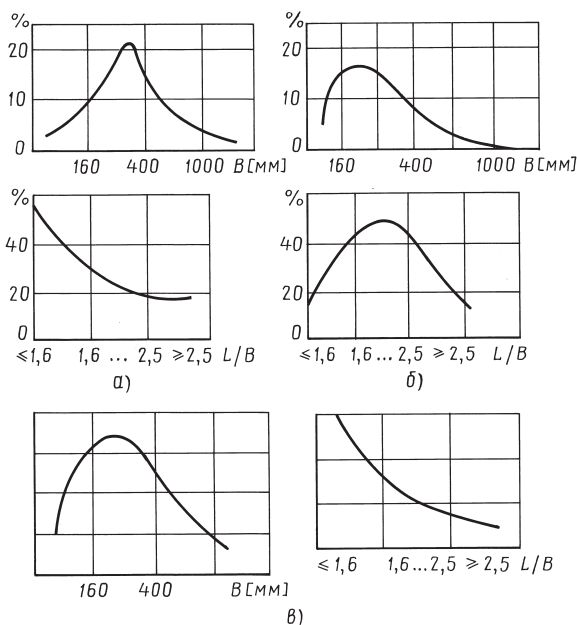


Рис. 7.1. Статистические данные по размерам корпусных деталей: а — корпусные; б — плоские; в — фигурные

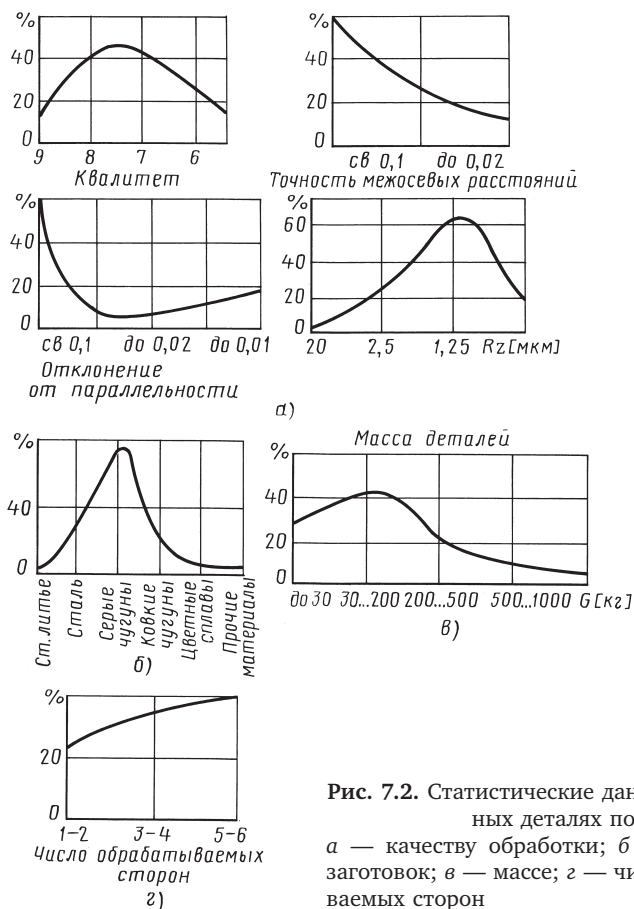


Рис. 7.2. Статистические данные о корпусных деталях по:

а — качеству обработки; б — материалу заготовок; в — массе; г — числу обрабатываемых сторон

Использование станка по точности обработки определяется соотношением точности, обусловленной технологической задачей, и точности, достижимой на данном станке. Во многих случаях, когда финишные операции осуществляются на других станках (например, шлифовальных), а на подготовительных операциях используется токарный станок, его точность, как правило, не используется в полной мере (например, автомобильная промышленность, станкостроение). Если токарная операция является окончательной, то точность используется полностью.

Анализ реализации технологических возможностей станка позволяет оценить степень использования дополнительных устройств и приспособлений (копировальное устройство, поворотные фрезерные головки и т.п.) и сделать выводы о рациональном уровне универсальности. Например, в условиях единичного и мелкосерийного производства большое число деталей имеет простую конфигурацию. Из деталей типа тел вращения 80% — детали ступенчатой формы; корпусные детали в основном также состоят из простых поверхностей, которые можно обработать фрезерованием и сверлением. На рис. 7.1 и 7.2 приведены результаты обследований корпусных деталей среднего размера.

Эти данные получены на основе анализа деталей, обрабатываемых на предприятиях 10 отраслей [1].

На вертикальной оси нанесен процент деталей, удовлетворяющих показателю, указанному на горизонтальной оси. Например, максимальное число корпусных деталей ($\approx 21\%$, рис. 7.1,а) имеют размер 630 мм.

7.5. Выбор геометрических параметров и назначение технических характеристик

7.5.1. Выбор основных геометрических параметров станка

Большинство геометрических параметров станка связано с рабочей зоной, в которой возможно осуществлять обработку заготовок. В свою очередь, рабочая зона определяется основным параметром (размером) станка, который наиболее полно раскрывает его возможности. Например, для токарных станков — это наибольший диаметр обрабатываемых заготовок 200...2500 мм; для горизонтально-расточных — диаметр выдвижного шпинделя 65...320 мм; для многоцелевых и фрезерных — ширина их стола 100...4000 мм; для сверлильных — условный диаметр обрабатываемого отверстия 3...125 мм. Основные параметры станков регламентированы соответствующими ГОСТами. Закономерности изменения основных параметров при переходе от одного размера к следующему подчиняются, как правило, геометрической прогрессии. Каждый член ряда получают умножением на знаменатель $\varphi = \sqrt[n]{10}$, $n = 5, 10, 20, 40$.

При округлении чисел получают следующие ряды нормальных размеров:

$n = 5$. Ряд Ra 5: 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1 и т.д.

$n = 10$. Ряд Ra 10: 0,1; 0,12; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 и т.д.

$n = 20$. Ряд Ra 20: 0,1; 0,11; 0,12; 0,14; 0,16; 0,18; 0,22; 0,25; 0,28; 0,32; 0,36; 0,4; 0,45; 0,5; 0,56; 0,63; 0,71; 0,8; 0,9; 1 и т.д. с повышением цифр на один порядок.

$n = 40$. Ряд Ra 40: 0,1; 0,105; 0,11; 0,115; 0,12; 0,13; 0,14; 0,15; 0,16; 0,17; 0,18; 0,19; 0,2; 0,21; 0,22; 0,24; 0,25; 0,26; 0,28; 0,3; 0,32; 0,34; 0,36; 0,38; 0,4; 0,42; 0,45; 0,48; 0,5; 0,53; 0,56; 0,6; 0,63; 0,67; 0,71; 0,75; 0,8; 0,85; 0,9; 0,95; 1 и т.д.

При уменьшении φ (увеличении числа станков в ряду) станки лучше используются заказчиком, так как размеры заготовок приближены к оптимальным размерам обработки на станках, но повышаются расходы у изготовителей станков. Таким образом, задача сводится к нахождению ряда, обеспечивающего минимум народнохозяйственных затрат (у заказчика и изготовителя станков) при обработке на станке определенного массива деталей. Выделенные ниже основные размеры отечественных станков имеют знаменатель ряда φ , близкий к 1,26 (с некоторыми округлениями):

- токарные станки с ЧПУ ($D = 100 \dots 800$ мм);
- токарно-карусельные станки с ЧПУ ($D = 800 \dots 8000$ мм);
- вертикально-сверлильные станки с ЧПУ ($d_{\text{св}} = 12 \dots 50$ мм);
- фрезерные станки с ЧПУ ($B = 250 \text{—} 320 \text{—} 400 \text{—} 500 \text{—} 630 \text{—} 800 \text{—} 1000 \text{—} 1250 \dots$), где D — максимальный диаметр обработки; $d_{\text{св}}$ — максимальный диаметр сверления стальной заготовки; B — ширина стола; d — диаметр выдвижного шпинделя.

Горизонтально-расточные станки с ЧПУ имеют переменный ϕ :

d 65—90—125—160—220—320;

ϕ 1,38 1,39 1,28 1,38 1,45.

При разработке конструкций станков, параметры которых не оговорены ГОСТом, размеры ряда целесообразно определять на основе статистического анализа потенциальных заготовок и анализа станков-аналогов. Применение стандартных линейных размеров целесообразно также для поверхностей, подвергаемых точной обработке резанием, особенно для посадочных поверхностей, что способствует стандартизации режущего и мерительного инструмента. При измерении угловых величин в градусах, минутах и секундах могут применяться специальные арифметические ряды. В отдельных станках с основным параметром связаны другие важнейшие размеры станка. Например, в горизонтально-расточных станках вылет шпинделя $l_{\text{шп}} \approx 8d$; ширина стола $B_{\text{ст}} \approx 12,5d$; длина стола $L_{\text{ст}} \approx 14d$.

В многоцелевых станках отношение продольного хода стола к его длине составляет в вертикальных компоновках $\approx 0,8$, а в горизонтальных — примерно 1,0...1,2. Вертикальное и поперечное перемещения примерно равны ширине стола. Установление и использование такой взаимосвязи облегчает работу на стадии проектирования. Ниже рассмотрен пример определения параметров рабочего пространства и основных геометрических размеров узлов многоцелевого станка.

Фрезерно-сверлильно-расточной горизонтальный многоцелевой станок. Рабочая зона станка представляет собой параллелепипед с сечением в горизонтальной плоскости, примерно равным размеру стола ($B_{\text{ст}} \times L_{\text{ст}}$). Для определения основных геометрических параметров станка, ходов и т.п. должны быть известны:

- компоновка станка;
- набор формообразующих движений и типовых технологических операций;
- показатели назначения станка, в первую очередь связанные с геометрическими размерами обрабатываемой заготовки (длина, ширина, высота);
- расположение инструментального магазина, а также вид и размеры инструмента и инструментальных оправок.

На рис. 7.3 приведена схема станка для определения вертикального хода h_{max} шпиндельной бабки 1 и размеров (по высоте) соответствующих узлов. Максимальное перемещение h_{max} определяется по высоте рабочего пространства H_p с учетом запаса хода Δ_h при установке инструмента максимального диаметра $D_{\text{фп max}}$:

$$h_{\text{max}} \approx H_p + \Delta_h + D_{\text{фп max}}/2.$$

Запас хода Δ_h позволяет установить заготовку на мерных прокладках и обеспечивает беспрепятственный выход инструмента из зоны резания. Необходимо также предусмотреть запасы Δ_1 на перемещение шпиндельной бабки (чтобы бабка не вышла из направляющих), на перемещение гайки (Δ) ШВП и т.п. Часть размеров необходимо определять при разработке установочного чертежа, для чего может проводиться эскизная проработка отдельных узлов и механизмов (рис. 7.4). Высота H — положение рабочей зоны — определяется необходимо-

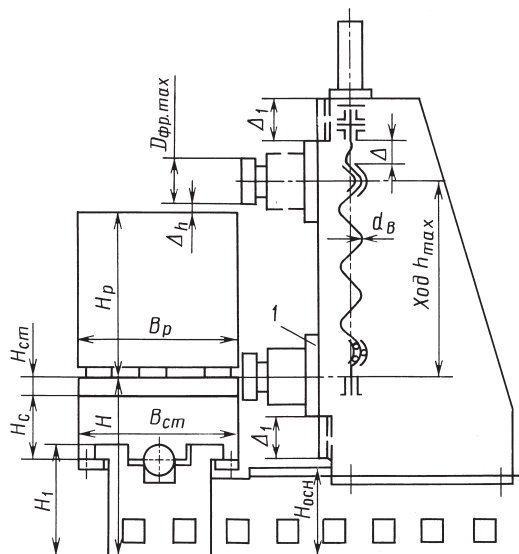


Рис. 7.3. Схема станка для определения его основных размеров

стью обеспечения нормальных условий работы станочника при обслуживании станка, а высота узлов $H_{осн}$, H_c , $H_{ст}$, H_1 назначается по результатам их эскизного прочерчивания с учетом размещения в них соответствующих механизмов, а также достижения требуемой жесткости.

В среднем отношение высоты стола (или саней) к его ширине $H_c/B \approx \approx 0,12...0,18$ ($H_{ст} \approx 0,1 B$) (большие значения для столов меньших размеров). Высота станины $H_{осн}$ примерно равна ее ширине. При большой длине станины ее жесткость определяется фундаментом и высота станины назначается конструктивно (более подробно о выборе сечения узлов см. гл. 5).

При разработке установочного чертежа с основными габаритами узлов и размерами, устанавливающими их взаимосвязь, необходимо также учитывать сложившиеся на практике соотношения размеров на аналогичных станках. На рис. 7.5 приведена схема для определения хода стойки 1 и основных размеров узлов, образующих несущую систему станка. В переднем положении стойки инструмент минимальной длины $l_{ин min}$ должен заходить за ось стола с запасом на величину Δ_z , что обеспечит полную обработку заго-

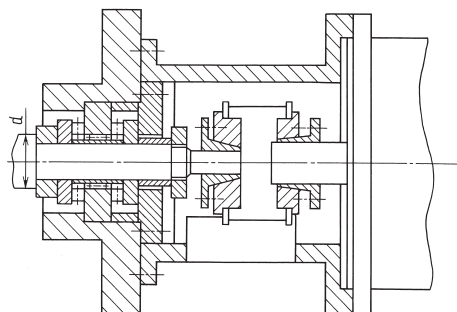


Рис. 7.4. Эскиз установки двигателя и опоры в приводе подачи для определения габаритов станка

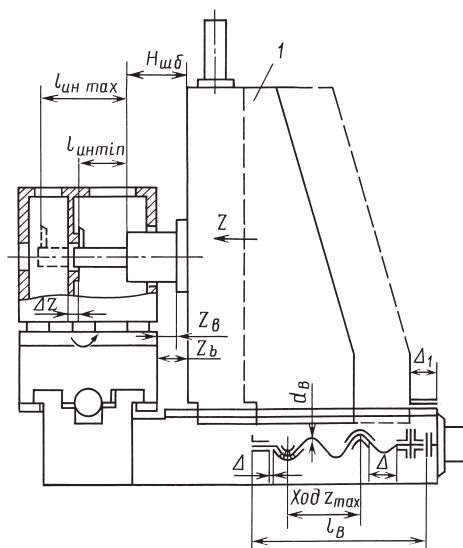


Рис. 7.5. Схема станка для определения хода стойки и размеров основных узлов

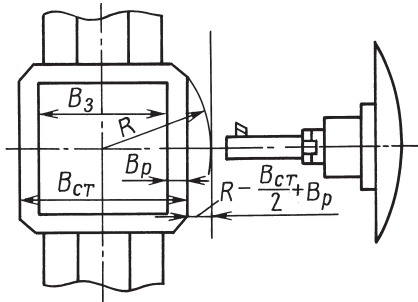


Рис. 7.6. Схема для определения максимальной длины инструмента при его смене

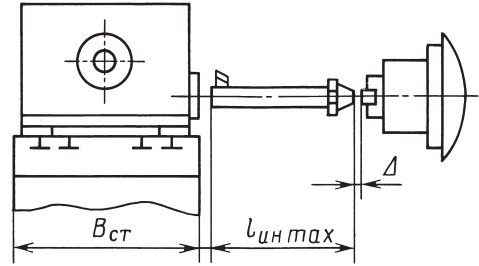


Рис. 7.7. Влияние поворота стола на максимальную длину инструмента

товки таким инструментом при ее повороте на 180° . Ход стойки $z_{\max} \approx B_{\text{ст}}/2 + \Delta_z + 2\Delta + (l_{\text{ин max}} - l_{\text{ин min}})$.

Для нормальной работы механизмов предусматриваются запасы хода Δ , Δ_1 . При определении крайнего заднего положения стойки (штриховая линия) нужно учитывать возможность смены инструмента максимальной длины $l_{\text{ин max}}$ (рис. 7.6) в рабочей зоне. При обработке заготовки с поворотом стола на 180° необходимо проверить максимальную допустимую длину инструмента (рис. 7.7) $l_{\text{ин}} \leq l_{\text{ин max}} - (R - B_{\text{ст}}/2 + B_p)$.

Вылет шпиндельной бабки $H_{\text{ш.б}}$ (см. рис. 7.5) должен обеспечить обработку

заготовки до ее середины для характерных операций (расточка, подрезка торцов и т. п.) при возможно меньших вылетах инструмента. На рис. 7.8 приведена схема для определения хода стола и размеров узлов. При выборе максимального перемещения стола $x_{\max}$ необходимо обеспечить запас хода Δx для работы напроход инструментом максимального диаметра $D_{\text{ин max}}$. Должны быть обеспечены также запасы хода Δ , Δ_1 при перемещении стола $x_{\max} = L_{\text{ст}} + 2\Delta x + 2\Delta$.

Найденные таким образом величины ходов узлов, их основные размеры, геометрические взаимосвязи между узлами, образующими несущую систему, позволяют разработать так называемый установочный чертеж, содержащий все необходимые геометрические данные для одновременного параллельного проектирования узлов станка.

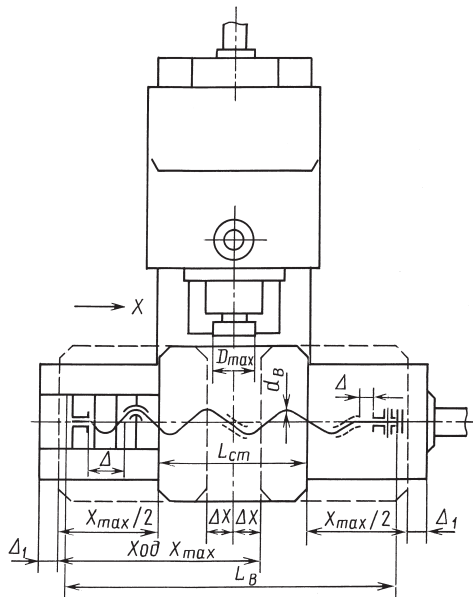


Рис. 7.8. Схема станка для определения хода стола

7.5.2. Назначение основных технических характеристик

Выбору подлежат:

- мощность привода главного движения P ;
- диапазон частот вращения главного привода $R_n = n_{\max}/n_{\min}$ ($n_{\max}$ и $n_{\min}$ — соответственно максимальная и минимальная частота вращения шпинделя);
- диапазон рабочих подач $R_S = S_{\max}/S_{\min}$;
- величина ускоренных перемещений $S_{\text{уск}}$.

Рассчитывают дополнительно:

- максимальный момент на шпинделе;
- максимальную допустимую силу резания;
- момент на двигателе привода подач;
- тяговую силу на винте привода подач.

В основе выбора основных технических характеристик лежит анализ технологических операций, которые реализуются на станке. При этом разрабатывается технологический процесс обработки ряда характерных деталей или типовых поверхностей, совокупность которых образует так называемую условную (представительную) деталь. При анализе варьируются: материал заготовок и инструмента, тип инструмента, вид обработки (черновая, чистовая операция), режимы резания (скорость, глубина, подача) таким образом, чтобы выявить: предельные значения частот вращения шпинделя; величины рабочих подач; максимальные мощность и силу резания; тяговую силу на винте. Для многоцелевых станков определяют также вместимость инструментального магазина.

Технологический процесс обработки условной детали дает также возможность по силам резания, частотам вращения, времени обработки поверхностей и времени работы на ускоренных ходах проводить в дальнейшем расчет долговечности наиболее важных деталей станка (направляющих, привода подач и т.п.).

В табл. 7.2 в качестве примера приведены режимы резания при обработке только концевыми фрезами на фрезерном станке заготовок из стали и титановых сплавов.

На основании таблицы диапазон частот вращения может быть принят $n_{\max}/n_{\min} = 3000/100$, а максимальная эффективная мощность 11,4 кВт. В реальных условиях учитывают весь спектр обрабатываемых заготовок и типов инструмента.

На основе статистических данных о распределении всего ассортимента деталей или обрабатываемых поверхностей (по габаритам, массе и т.п.) на станках данной группы учитывается эффективность использования основных параметров (продолжительности работы с максимальной мощностью, частоты вращения и т.п.). Кроме того, проводится анализ состояния и тенденций развития аналогичного оборудования по основным характеристикам.

Выбор диапазона рабочих скоростей. В связи с совершенствованием режущего инструмента скорости резания увеличиваются, что приводит к расширению диапазона частот вращения R_n :

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} \frac{D_{\max}}{D_{\min}} = R_v R_d.$$

7.2. Пример таблицы режимов резания при работе концевой фрезой

Материал заготовки	Вид обработки	Материал режущей части фрезы*	Скорость резания, м/мин	Подача, мм/зуб	Скорость подачи, мм/мин	Частота вращения шпинделя, мин ⁻¹	Эффективная мощность резания, кВт	Тангенциальная составляющая силы резания, кН
Конструкционные стали	Черновая	БР	30...40	0,10...0,12	140...380	200...800	3,7...6,7	5,7...14,0
		ТС	80...100	0,05...0,08	245...480	500...2000	4,7...11,4	2,8...9,1
	Чистовая	БР	40...60	0,06...0,10	150...340	250...1200	0,7...1,5	0,7...2,3
		ТС	120...150	0,04...0,06	275...575	750...3000	1,1...2,7	3,0...3,8
Титановые сплавы	Черновая	БР	15...30	0,02...0,08	45...60	100...600	1,0...4,1	2,1...17,0
		ТС	20...50	0,03...0,06	60...145	125...1000	2,6...5,5	3,15...17,0
	Чистовая	БР	20...40	0,02...0,04	60...75	125...800	0,3...1,1	0,4...3,34
		ТС	25...60	0,03...0,04	75...175	160...1250	0,6...1,4	0,6...3,4

* Диаметр фрезы 16...50 мм.

В современных станках диапазон частот вращения достигает 150...200. При назначении диапазона изменения скоростей резания v необходимо иметь данные о вероятности применения различных скоростей резания при обработке заготовок. Уменьшение $v_{\max}(n_{\max})$ против расчетного значения снижает производительность на величину (рис. 7.9)

$$\Delta Q = S(1 - n_{\max}/n_{\text{ср}}),$$

где $n_{\text{ср}}$ — среднее арифметическое значение частот вращения на всем отброшенном верхнем интервале ($n > n_{\max}$); S — площадь, ограниченная кривой распределения на отброшенном участке интервала (заштрихована). Таким образом, относительную потерю производительности можно оценивать по отсекаемой (заштрихованной) площади.

Минимальное предельное значение скорости резания назначают из тех же соображений. Исключение составляют те случаи, когда минимальная скорость нужна для выполнения конкретных технологических операций, например нарезания резьбы, обработки труднообрабатываемых материалов.

При назначении диапазона обрабатываемых заготовок $D_{\max}/D_{\min}$ также учитываются статистические данные по использованию станков. Например, диапазон $R_d = D_{\max}/D_{\min} = 4$ токарных станков охватывает 85% всех случаев обработки при $R_d = 6...92\%$. Если нет данных по использованию станков аналогичного назначения, в первом приближении можно принять следующие диапазоны изменения диаметров:

- токарные и токарно-карусельные станки $R_d \approx 4$;
- широкоуниверсальные токарные станки $R_d \approx 8$.

В токарно-револьверных станках и автоматах минимальный диаметр определяется из условия перекрытия максимального диаметра обработки станка, предыдущего в размерном ряду станков данного типа.

В станках фрезерного типа и многоцелевых при назначении R_d учитываются конкретные размеры инструмента, диаметры растачиваемых отверстий (исходя из устанавливаемых расточных оправок), распространенные размеры резьбовых отверстий.

Технологические операции при обработке различных материалов по-разному оказывают влияние на формирование характеристик станков. Так, наибольшая мощность привода часто требуется при обработке стали торцовыми твердосплавными фрезами, в то время как сила резания и крутящий момент на шпинделе имеют максимальные значения, как правило, при обработке чугуна.

Наибольшая частота вращения шпинделя определяется чистовыми (расточными) операциями при обработке чугуна композитом (эльбором) со скоростями резания 400...500 м/мин, а также при обработке цветных сплавов синтетическим поликристаллическим алмазом со скоростями 800...1000 м/мин. Синтетические поликристаллические алмазы химически активны к черным металлам. Поэтому последние применяются, в основном, для обработки цветных металлов, стеклопластиков, твердых сплавов, титановых сплавов и др. Применение композита при обработке стали по сравнению с обработкой твердым сплавом тем эффективнее, чем выше твердость обрабатываемого материала (при невысокой твердости заготовок — менее 40 HRC — его применение нецелесообразно). Минимальная частота вращения часто определяется операциями развертывания.

Диапазон рабочих подач

$$R_S = \frac{S_{\max}}{S_{\min}} = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} \frac{S_{0\max}}{S_{0\min}} = R_n R_{S_0},$$

где S_0 — подача за один оборот шпинделя. В современных станках $R_S = 10\,000 \dots 30\,000$. Предельные значения скоростей подач устанавливают с учетом возможной потери производительности при рассмотрении всего множества обрабатываемых заготовок. Величина ускоренных перемещений $S_{\text{уск}}$ постоянно растет и достигает 20...30 м/мин и даже более.

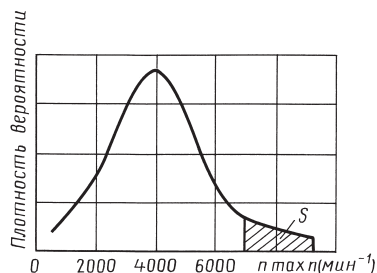


Рис. 7.9. Вероятность применения различных скоростей резания

7.6. Определение режимов обработки резанием

Под термином «режимы резания» понимают совокупность числовых значений глубины резания, подачи, скорости резания, стойкости инструмента, а также сил резания и мощности.

При назначении режимов резания на определенную операцию учитывают характер обработки, тип и размеры инструмента, материал его режущей части, материал и состояние заготовки, мощность и жесткость перспективных станков-аналогов. Параметры режимов резания взаимосвязаны, и поэтому нельзя, как правило, произвольно изменить значение хотя бы одного из них без изменения других. При назначении и расчете режимов резания используется метод последовательного приближения, перехода от предварительных значений параметров к уточненным.

Решение задачи может быть многовариантным, при котором рассматриваются несколько вариантов сочетаний параметров. Ниже приводятся некоторые рекомендации при назначении режимов резания вновь проектируемого станка, однако конкретные параметры выбирают из справочников с учетом приведенных рекомендаций.

Глубина резания t . При черновой обработке назначают по возможности максимальную $t_{\max}$, равную большей части припуска; при чистовой обработке — в зависимости от требуемых точности размеров и шероховатости обрабатываемых поверхностей.

При точении на токарных, револьверных и токарно-карусельных станках в первом приближении $t_{\max} \approx D^{1/3}$, где D — максимальный диаметр обрабатываемой заготовки. При чистовой обработке $t = 0,5 \dots 2$ мм при $Ra \leq 3,2$ мкм и $t = 0,1 \dots 0,4$ мм при $Ra \leq 0,8$ мкм.

При фрезеровании на многоцелевых, фрезерных, горизонтально-расточных станках глубина резания при черновой операции колеблется в пределах $5 \dots 12$ мм и, как правило, не превышает $6 \dots 8$ мм. При чистовых операциях может быть достигнута шероховатость $Ra = 2,5 \dots 0,63$ мкм, при этом глубина резания $t \leq 0,5$ мм. Допустимая глубина резания при чистовом растачивании и фрезеровании композитами закаленных материалов с твердостью около 60 HRC составляет:

Марка композита	01; 02	05	10
Допустимая глубина резания, мм	0,8...1,0	2,5...3,0	1,5...2,0

Подачи. При черновой обработке подачи принимают максимально допустимыми, исходя из жесткости и мощности станков аналогичного размера, прочности режущей пластины и державки инструмента, размера заготовки.

Ориентировочные значения подачи при черновом наружном точении и растачивании резцами из быстрорежущей стали и твердого сплава $S = (0,18 \dots 0,2) t$. Поддачи при чистовом точении выбирают в зависимости от требуемой шероховатости с учетом радиуса при вершине резца. Можно принимать подачу $S = (0,1 \dots 0,125) t$ и она, как правило, не превышает $0,1$ мм/об.

При фрезеровании значение подачи при черновой обработке конструкционных сталей выбирают из максимальных толщин срезаемого слоя $a_{\max} \approx 0,3 \dots 0,35$ мм для фрез из быстрорежущей стали и $a_{\max} \approx 0,25$ — для фрез, оснащенных твердым сплавом. При обработке чугуна подачи выше примерно в 1,5 раза. Предельные средние значения сочетаний глубины резания и ширины B фрезерования составляют:

$tB \approx (3...4) D_{\text{фр}}$ — для торцовых фрез;

$tB \approx (4...6) L_{\text{фр}}$ — для цилиндрических фрез, где $D_{\text{фр}}$ и $L_{\text{фр}}$ — диаметр и длина фрез соответственно. Максимальную ширину фрезерования назначают $B \approx (0,75...0,8) D_{\text{фр}}$ — для торцовых фрез и $B \approx D_{\text{фр}} - 10$ для цилиндрических фрез. При чистовых операциях подачи назначают в зависимости от параметра шероховатости поверхности Ra . Например, для торцовых фрез из твердого сплава при $Ra = 1,6$ мкм $S = 0,4...0,6$ мм/об.

Стойкость T инструмента назначают в зависимости от характера операции и материала инструмента. Например:

- при черновом точении резцами из твердого сплава $T = 30...45$ мин;
- при фрезеровании торцовыми фрезами диаметром $D = 60...150$ $T = 180$ мин;
- при фрезеровании цилиндрическими фрезами диаметром $D = 90...150$ $T = 180$ мин.

Скорость резания. При назначении скорости резания следует иметь в виду ее сильное влияние на стойкость T инструмента. Уравнение зависимости скорости резания от других параметров обработки имеет вид

$$v = \frac{C_v}{T^m t^x S^y} K_v.$$

Коэффициенты C_v, K_v учитывают свойства обрабатываемого материала, качество обрабатываемой поверхности и материал инструмента.

Силы резания. Силы резания учитываются при назначении моментов приводов подач, расчете элементов станка (направляющих, тяговых устройств) на прочность, долговечность и т.п. Действующую в пространстве силу резания

7.3. Режимы резания при обработке корпусных заготовок

Инструментальный материал	Обрабатываемый материал, твердость								
	Сталь, 20...30 HRC, 230...270 HB			Чугун серый, 170...230 HB			Алюминиевые сплавы, 80...120 HB		
	v , м/мин	S_0 , мм/об	t , мм	v , м/мин	S_0 , мм/об	t , мм	v , м/мин	S_0 , мм/об	t , мм
Твердый сплав: черновая обработка	60...110	0,3...0,8	3...6	50...90	0,3...1	3...6	200...500	0,2...0,5	0,2...5
чистовая обработка	100...250	0,1...0,3	0,3...3	80...170	0,1...0,3	0,3...3	—	—	—
Твердый сплав с покрытием	100...180	0,3...0,6	3...6	100...150	0,3...0,6	3...6	200...600	0,2...0,5	0,2...0,5
Керамика ВСК-60	200...500	0,15...0,3	0,1...2	200...600	0,3...0,5	0,2...2	500...700	0,1...0,25	0,1...2
Композит КО5	200...400	0,1...2	0,1...2	400...500	0,1...0,4	0,1...2	800...1000	0,04...0,1	0,1...0,5
Синтетический алмаз	—	—	—	—	—	—	300...1000	0,02...0,07	0,1...0,5

раскладывают, как правило, на три составляющие (тангенциальную F_z , радиальную и осевую). Тангенциальная составляющая F_z используется для определения мощности резания (полезной мощности) ($P = F_z v$) и момента ($M = F_z D/2$, где D — диаметр инструмента или обрабатываемой заготовки) на шпинделе станка. Наибольшее влияние на силы резания оказывают обрабатываемый материал, глубина резания и подача.

В табл. 7.3 приведены примерные режимы резания, используемые при обработке корпусных заготовок.

В табл. 7.4 приведены примерные режимы резания, используемые при обработке заготовок типа тел вращения.

7.4. Режимы резания при наружном точении

Инструментальный материал	Обрабатываемый материал, твердость								
	Конструкционная сталь, 35, 45, 50 207...241 HB			Чугун, медные сплавы, 170...230 HB			Алюминиевые сплавы, 80...120 HB		
	v , м/мин	S_0 , мм/об	t , мм	v , м/мин	S_0 , мм/об	t , мм	v , м/мин	S_0 , мм/об	t , мм
Быстрорежущая сталь P18	15...60	0,3...1,2	3...12	40...90	0,4...1,9	3...12	90...200	0,4...1,9	3...12
Твердые сплавы T15K6, BK8	75...160	0,3...1,2	3...12	50...150	0,4...1,9	3...12	200...400	0,4...1,9	3...12
Композиты 01	60...180	0,03...0,3	0,05...0,8	400...1000	0,3...0,6	0,05...15	400...700	0,1...0,2	0,2...0,8
05	60...140	0,03...0,2	0,05...2,5	300...800	0,3...0,6	0,05...3			
100	60...180	0,03...0,3	0,05...1,5	400...1000	0,3...0,6	0,05...2			
Синтетический алмаз				300...1000	0,03...0,3	0,05...1	600...2000	0,03...0,3	0,05...1

7.7. Выбор расчетных нагрузок

Для расчета деталей и узлов станка необходимо установить номинальную или максимальную нагрузку и расчетный режим (распределение нагрузок по времени).

Для станков среднего размера *номинальную* нагрузку, в частности при расчете элементов привода главного движения, устанавливают по номинальной мощности привода при *расчетной* частоте вращения шпинделя, начиная с которой возможно использование полной мощности (обычно это верхняя граница нижней трети диапазона частот вращения).

При расчете элементов приводов на *долговечность* (привода подачи и главного) все многообразие условий нагружения сводят к нескольким типовым режимам (например, в соответствии с нагрузкой, частотами вращения и их продолжительностью при обработке условной детали).

При этом определяют эквивалентную нагрузку $F_{\text{экв}}$ и эквивалентную частоту вращения $n_{\text{экв}}$, которые обуславливают такую же усталостную прочность, как и реальные нагрузки:

$$F_{\text{экв}} = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 n_1 t_1 + F_2^3 n_2 t_2 + \dots + F_n^3 n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}},$$

$$n_{\text{экв}} = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n},$$

где $F_1, \dots, F_n$ — нагрузки, действующие в соответствующие периоды времени $t_1, \dots, t_n$; $n_1, \dots, n_n$ — частота вращения при этих нагрузках.

Если есть статистические данные по режимам нагружения деталей станков, то лучше при расчете использовать их.

При расчете элементов привода главного движения необходимо учитывать возможные перегрузки, связанные с пуском двигателя и неравномерностью процесса резания, с резонансными явлениями. Величина перегрузок зависит от типа двигателя, особенностей кинематической цепи (наличия или отсутствия упругой муфты, жесткости цепи и т.п.), приведенных моментов инерции. Пиковые нагрузки могут на порядок превышать нагрузки, определяемые по статическим характеристикам. Определение перегрузок осуществляют по результатам динамического расчета привода (см. гл. 9).

7.8. Выбор приводов

Привод главного движения. Мощность электродвигателя привода главного движения выбирают по нагрузочной диаграмме, которая представляет собой график изменения мощности во времени (в соответствии с режимами обработки характерных заготовок). При работе двигателя с длительной постоянной мощностью P_p мощность двигателя выбирают равной или большей (в соответствии с КПД η цепи) этой мощности $P_d \geq P_p / \eta$.

Для станков, работающих при циклическом характере нагружения, выбор электродвигателя проводят по эквивалентной мощности: $P_d \geq P_{\text{э}}$:

$$P_{\text{э}} = \sqrt{\frac{1}{t_{\text{ц}}} \sum_{i=1}^n P_i^2 t_i},$$

где $t_{\text{ц}}$ — продолжительность цикла обработки,

$$t_{\text{ц}} = \sum_{i=1}^n t_i;$$

P_i — мощность при текущем режиме работы.

Привод подачи. За основу выбора момента двигателя принимают момент сил сопротивления M_c в механизме подачи. Его значение определяют по составляющим сил резания с учетом трения в направляющих, передачах, опорах (в конечном счете по тяговому усилию). Более подробно см. п. 5.4.

Управление станками и станочными комплексами в гибком компьютерно-интегрированном производстве

8.1. Средства комплексной автоматизации машиностроительных производств

Современный этап комплексной автоматизации машиностроения характеризуется широким использованием компьютеров вместе с их периферийными устройствами и средствами для программирования, обработки и накопления информации. Универсальные и специализированные *промышленные компьютеры* (ПК) применяются для управления производством, его инженерной подготовки, непосредственного управления технологическим оборудованием и вспомогательными устройствами. Отсюда появились определения этого этапа как «программируемая автоматизация», «компьютеризация» и «информатизация» производства.

Универсальным средством для реализации гибких цифровых интерфейсов локальной промышленной сети (ЛПС) являются *программируемые логические контроллеры* (ПЛК), которые предназначены для программного управления циклами работы автоматизированного оборудования, а также для обеспечения связи между компьютерами и периферийными устройствами в составе локальной производственной сети ГАП.

Важную роль в комплексной автоматизации машиностроительных производств занимают устройства *числового программного управления* (ЧПУ) технологическим оборудованием. Такие устройства обеспечивают гибкость производственных систем на нижнем уровне управления и возможность интеграции отдельных единиц оборудования в технологические комплексы — гибкие производственные модули (ГПМ), участки (ГАУ) и автоматические линии (ГАЛ) в составе ГПС.

Устройства ЧПУ технологическим оборудованием являются проблемно-ориентированными управляющими компьютерными системами, построенными на базе специализированных микрокомпьютеров или микропроцессорных комплексов. Микропроцессорные устройства программного управления помимо вычислительных задач в машинном режиме работы выполняют функции управления в реальном времени исполнительными устройствами станков, промышленных роботов и других видов технологического оборудования.

Процесс управления объектами и процессами в ЧПУ поддерживается функциональными аппаратными средствами микрокомпьютера, обеспечивающими

цифровую обработку информации, совместно с системными и прикладными программами, действия которых синхронизированы между собой с помощью диспетчерских функций встроенной операционной системы. Ввод и вывод данных осуществляются посредством стандартных интерфейсов, специализированных контроллеров или ПЛК.

К периферийным устройствам ЧПУ относятся внешние запоминающие устройства, дисплеи, клавиатуры и пульты оператора, а также другие современные средства для ввода и вывода информации.

8.2. Программируемые логические контроллеры в системах управления технологическим оборудованием ГАП

Программируемый логический контроллер (ПЛК/ PLC) — микропроцессорное устройство, предназначенное для сбора, преобразования, логической обработки, хранения информации и выработки команд управления. ПЛК обеспечивают программное управление различными автоматизированными объектами в реальном времени и предназначены для работы в локальных промышленных сетях и распределенных системах управления ГАП.

Программируемый логический контроллер выполняет три *основные функции*: получение информации с его входов; программно-логическое преобразование информации в соответствии с рабочей программой; выдачу сигналов управления в реальном масштабе времени на выходы. Информация о состоянии входных устройств поступает от различного вида датчиков, установленных на управляемом технологическом оборудовании. Обработка информации и формирование управляющих команд-инструкций производятся центральным процессором. Он постоянно опрашивает в режиме сканирования входные каналы и обрабатывает данные, размещенные в памяти, выполняя заданные операции с этими данными.

Обработка внешних сигналов производится по рабочей программе, заданной при наладке технологического оборудования. В процессе выполнения программы ПЛК формирует сигналы включения и выключения выходов управляющих устройств, в качестве которых могут быть применены, например, пускатели двигателей, гидравлические распределители и пневматические клапаны, средства сигнализации и индикации, логические схемы.

Таким образом, в отличие от устройств управления с жесткой логикой (например, релейных или бесконтактных схем) алгоритм управления ПЛК задается в виде программы, которую можно легко заменить или скорректировать. Программа управления циклами работы технологического оборудования и текущие данные записываются в оперативной памяти (ОЗУ/RAM) с аккумуляторной подпиткой, в свободно перепрограммируемой постоянной памяти (ППЗУ типа EPROM), памяти данных DM или Flash-памяти, сохраняющей информацию даже при длительном отключении питания. Использование в ПЛК свободно программируемых ОЗУ дает возможность изменить набор команд, определяющих алгоритмы программно-логических преобразований входных сигналов от датчиков механизмов станков или других машин. Это позволяет программировать рабочие и наладочные циклы технологического оборудования в соответствии

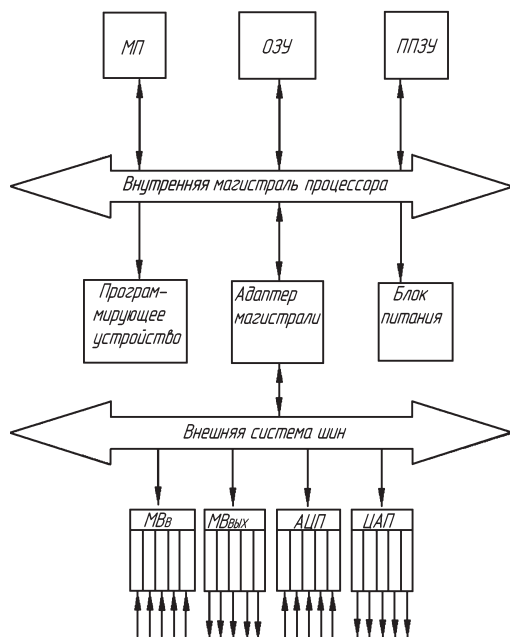


Рис. 8.1. Структурная схема программируемого логического контроллера

с циклограммами или логическими уравнениями, описывающими необходимую последовательность команд управления.

Функциональные возможности ПЛК определяются объемами памяти для управляющей (рабочей) программы и оперативных данных, временем рабочего цикла, общим количеством входов и выходов, уровнем сигналов на них и другими техническими характеристиками, а также конструктивными особенностями.

На рис. 8.1 приведена структурная схема типового микропроцессорного устройства ПЛК, имеющего модульную конструкцию.

В структуре ПЛК можно выделить следующие функциональные блоки или модули:

- 1) центральный процессор (ЦПУ/ CPU), предназначенный для выполнения команд-инструкций и обработки данных, размещенных в памяти;
- 2) блок памяти с жестким распределением областей ОЗУ и ППЗУ для размещения рабочих программ и различных типов данных;
- 3) модули ввода (МВв), обеспечивающие прием и первичное преобразование информации от датчиков объекта управления или пульта оператора;
- 4) модули вывода (МВвых), предназначенные для выдачи управляющих сигналов на исполнительные устройства объекта управления. Если входные сигналы аналоговые, то в модули ввода включаются специальные аналого-цифровые преобразователи (АЦП). Для аналогового управления исполнительными устройствами блоки вывода дополнены цифроаналоговыми преобразователями (ЦАП).

Системное программное обеспечение ПЛК записывается в ППЗУ с электрическим или ультрафиолетовым стиранием. Программа, выполняемая процессором, состоит из двух частей: «Начальный запуск» и «Интерпретатор». При отработке начального запуска производится настройка внутренних устройств модуля процессора, определение наличия в памяти корректной рабочей (управляющей) программы, тестирование внутренних устройств и модулей ввода-вывода, адреса которых внесены в область задания структуры (маски) обмена. Дальнейшая работа процессора выполняется по программе интерпретатора, в которой производится вызов программы обмена с внешними устройствами, определение режима, заданного переключателем на лицевой панели модуля процессора, обработка рабочей программы и обмен с модулями ввода-вывода.

Прикладное программное обеспечение записано в ОЗУ, где размещаются таблица данных (ТД), программа рабочая пользователя (ПРП), буквенно-цифровые

сообщения (БЦС). Размеры ТД и ПРП задаются пользователем в процессе программирования. В цикле работы ПЛК инструкции рабочей программы последовательно, начиная с первой, считываются процессором из программируемой памяти и исполняются. При этом изменяется состояние ТД. После выполнения последней инструкции ПРП происходит обмен информацией между определенным сектором ТД и модулями ввода-вывода. Эти две фазы работы процессора — «Выполнение» и «Обмен» — непрерывно циклически повторяются, как показано на схеме (рис. 8.2).

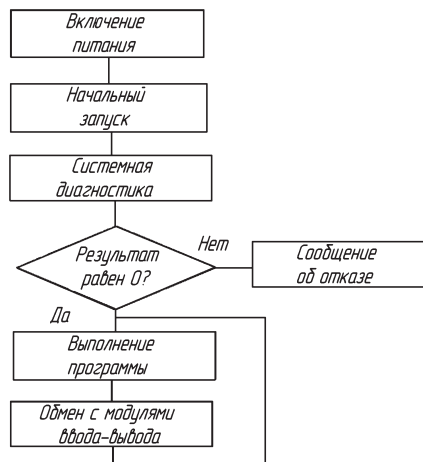


Рис. 8.2. Цикл работы центрального процессора ПЛК

Процессор содержит указатель адреса, значение которого увеличивается на единицу при выполнении очередной инструкции. При исполнении последней инструкции ПРП указатель адреса сбрасывается в нуль, т.е. возвращает программу к ее первой инструкции. Для накопления данных в процессоре имеются два регистра-аккумулятора: первый — одnorазрядный для операций с логическими (битными) инструкциями, а второй — 16-разрядный для операций с байтными инструкциями, входящими в состав языка символического кодирования (ЯСК), на котором осуществляется программирование ПЛК. Процессор может читать информацию из ТД по ее адресу в восьмеричном формате согласно списку инструкций ЯСК.

В зависимости от функциональных возможностей ПЛК подразделяются на микроконтроллеры, малые, средние и большие контроллеры, обычно исполненные по модульному принципу. В промышленности широкое применение получили ПЛК зарубежных производителей — PLC Allen-Braidly, Simatic, Festo, Modicon, а также отечественные модели — «Ломиконт», «Ремиконт», «МикроДАТ», «Эмикон» и др.

Для конструкторов станков и другого технологического оборудования актуальным становится применение нового типа микроконтроллеров, непосредственно встраиваемых в исполнительные механизмы и позволяющие создавать так называемые мехатронные технические устройства (например, шпиндельные коробки с автоматизированными электроприводами совместно с механизмами установки и зажима инструмента).

Логический модуль *LOGO!*, разработанный фирмой Simens, является как бы промежуточным звеном между традиционными релейными элементами автоматики (контакты, реле времени и т.п.) и программируемыми контроллерами.

В отличие от традиционных ПЛК простота этих логических устройств позволяет работать с ними персоналу без специальных знаний в области программирования. С этой же целью ввод программы в микроконтроллер осуществляется непосредственно на рабочем месте с использованием встроенной клавиатуры и индикатора.

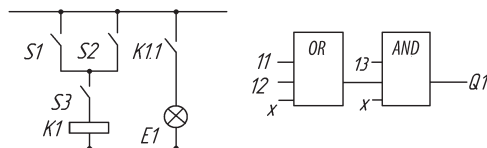


Рис. 8.3. Типовая коммутационная схема и ее реализация с помощью микроконтроллера LOGO!

В модульном варианте этот микроконтроллер можно реализовать максимум с 24 дискретными и 8 аналоговыми входами, а также 16 дискретными выходами. Напряжение питания входных цепей может быть 12 или 24 В постоянного тока и 24 или 220 В переменного тока. Выходы могут быть транзисторными или релейными. Нагрузочная способность последних (до 10 А) обеспечивает непосредственное подключение достаточно мощных исполнительных устройств. Кроме того, к такому микроконтроллеру можно подключить коммуникационные модули стандартного интерфейса (протоколы AS, CAN или Interbus) для работы в локальных промышленных сетях. Микроконтроллер монтируется непосредственно на плоский кабель AS-интерфейса.

Главной особенностью микроконтроллеров LOGO! является то, что схема релейной автоматики объекта управления собирается из программно реализованных функциональных блоков. В распоряжении пользователя имеются следующие операторы: восемь логических функций (И, ИЛИ, НЕ и их комбинации), большое число релейных функций (в том числе реле времени с задержкой включения и выключения, импульсное реле, реле с самоблокировкой), а также арифметико-логические операции таких устройств, как счетчик, компаратор, тактовый генератор, календарь, часы реального времени (таймер) с возможностью автоматического перехода на летнее и зимнее время и др.

Рассмотрим на простом примере, как в микроконтроллере представляется обычная коммутационная схема, приведенная на рис. 8.3. На ней потребитель электроэнергии *E1* управляется с помощью выключателей *S1*, *S2* и *S3*. Реле *K1* срабатывает, когда замкнут хотя бы один из выключателей *S1* или *S2* и обязательно *S3*. В микроконтроллере указанная схема реализуется двумя последовательно соединенными логическими блоками OR (ИЛИ) и AND (И). Реальный выключатель *S1* подключается к входу 11 модуля, выключатель *S2* — ко входу 12, *S3* — к 13, а потребитель *E1* подключается к релейному выходу *Q1*.

Программирование модулей LOGO! сводится к выбору необходимых функциональных блоков, соединению их между собой и заданию параметров настройки блоков (задержек включения и выключения, значений емкости счетчиков и т.д.). Для хранения управляющей программы в модуле имеется встроенное энергонезависимое запоминающее устройство. Создание резервной копии программы, а также перенос ее в другие микроконтроллеры может быть осуществлен с помощью специальных модулей внешних запоминающих устройств-кассет, устанавливаемых в интерфейсное гнездо. Модули памяти называются по цвету корпуса кассеты — желтый и красный. При использовании желтого модуля памяти программа может быть свободно перенесена из него в LOGO! и обратно. Если же программа переносится из красного модуля, то она может исполняться только

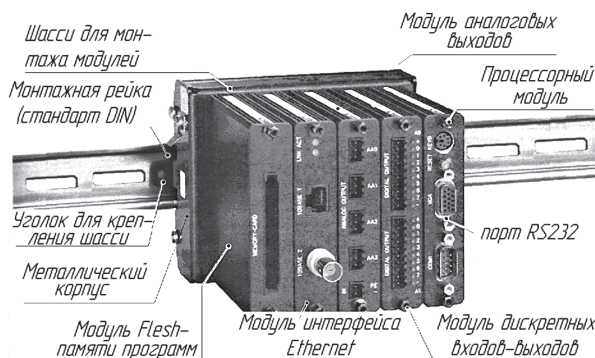


Рис. 8.4. Конструктивное исполнение блочно-модульного PC-контроллера

в том случае, если модуль памяти остается вставленным в LOGO!. Копирование ее на другой модуль памяти невозможно. Таким способом обеспечивается защита управляющей программы от несанкционированного использования.

В связи с ростом производства миниатюрных PC-совместимых *промышленных компьютеров* (Industrial Personal Computer-IPC) последние все чаще стали использовать в качестве программируемых контроллеров. PC-контроллер — универсальное устройство программно-логического управления, предназначенное для решения задач автоматизации технологического оборудования и технологических процессов практически во всех отраслях промышленного производства.

В качестве примера PC-контроллера, построенного на базе концепции открытых систем, рассмотрим контроллер IPC PS1-Professional фирмы Festo. PC-контроллер представляет собой промышленный компьютер (IPC) с функциями программируемого логического контроллера (PLC), обеспечивающий простое и надежное управление различными объектами автоматизации в сочетании с предоставляемыми пользователям большими аппаратными и программными возможностями. Конструктивно IPC PS1-Professional выполнен в виде сборного устройства, компонуемого по блочно-модульному принципу на базовом шасси-рейке (по стандарту DIN) для монтажа функциональных модулей (рис. 8.4).

Входящие в его состав модули представляют собой законченные изделия, размещенные в герметичных алюминиевых корпусах. Широкая номенклатура модулей и блоков (более 200 типов изделий) — процессорные модули различных типов, модули памяти, модули ввода-вывода дискретных и аналоговых сигналов, специальные и интерфейсные модули — обеспечивает возможность гибкого конфигурирования PC-контроллера для решения конкретных задач управления наиболее экономичным способом без аппаратной избыточности.

За счет использования сетевых функций, реализуемых с помощью интерфейсных модулей Ethernet, Fieldbus, Profibus FMS, Profibus DP, CAN-Bus и Radio-Ethernet, PC-контроллер может быть легко встроен в ЛПС предприятий. Основные технические параметры рассматриваемого PC-контроллера приведены в табл. 8.1.

Взаимодействие со средствами контроля и диагностирования технологических процессов (SCADA-системами) обеспечивают драйверы для нескольких

8.1. Основные технические характеристики IPC PS1-Professional

Характеристика	Параметр
Тип процессора	80186/20 МГц, F8680/14 МГц, 80486/33 МГц, 80486DX4/40 МГц, Pentium 80586/133 МГц, Pentium 80586MMX/166 МГц
Тип операционной системы	DOS, Windows NT, Linux, QNX
Тип и объем памяти: оперативной (рабочей) памяти программ	память RAM — от 1 до 64 МБайт Flash-память — от 512 КБайт до 90 ГБайт
Число локальных входов-выходов: дискретных входов аналоговых входов дискретных выходов аналоговых выходов	8...488 (24 В постоянного тока) 4...8 [± 10 В; (0 ... 20 ± 5 , ± 20) мА] 8...488 (24 В постоянного тока) 2 ... 24 [± 10 В; (0 ... 20 ± 20) мА]
Число удаленных входов-выходов: Fieldbus/Profibus Profibus DP ASi CAN-Bus	до 8184 входов-выходов (30 станций) более 1000 входов-выходов (30 станций) до 992 входов-выходов более 7500 входов-выходов
Последовательные интерфейсы	до 8 последовательных портов RS232
Сетевые функции	Ethernet, Fieldbus, Profibus FMS, Profibus DP; ASi; RS485, CAN-Bus, Modbus
Программные функции: программные таймеры программные счетчики внутренние переменные (маркеры)	256 (128 энергонезависимых) 256 (128 энергонезависимых) 10000 · 16 бит регистров
Возможности подготовки программ: языки высокого уровня технологические языки	C/C++/Pascal ISaGRAF (стандарт IEC 61131-3)

программных пакетов, таких, как RealFlex, Sitex и других. Таким образом, контроллер IPC PS1-Professional позволяет построить систему АСУТП с использованием стандартных компонентов, обладающую модульностью и масштабируемостью, т.е. в полной мере соответствующую концепции открытых компьютерных систем.

8.3. Средства прикладного технологического программирования промышленных контроллеров

Специфика работы с PC-контроллерами по сравнению с обычными офисными компьютерами состоит не только в ориентации на работу с устройствами связи с объектами (УСО), выполненными в виде модулей ввода-вывода дискретных и аналоговых сигналов, но и в преимущественном использовании языков технологического программирования. Как правило, на промышленных предприятиях с PC-контроллерами работают не программисты, а технологи, хорошо знающие специфику объектов управления и технологических процессов.

Накопленный многими фирмами опыт был обобщен в виде международного стандарта IEC 61131-3, в котором определены пять языков программирования промышленных контроллеров: IL (Instruction List) — инструкций; LD (Ladder Diagrams) — релейных диаграмм или релейной логики, FBD (Function Block Diagrams) — функциональных блок-диаграмм; SFC (Sequential Function Charts) — последовательных функциональных схем; ST (Structured Text) — структурированного текста. Использование данного стандарта полностью соответствует концепции открытых систем, т.е. делает прикладную программу независимой от конкретного аппаратно-программного обеспечения контроллера (типа процессора, операционной системы, плат ввода-вывода).

Язык инструкций (IL) — это унифицированный интерфейс языка программирования низкого уровня типа Ассемблера, не ограниченный какой-либо конкретной архитектурой микропроцессора. На основании языка IL можно создавать оптимальные по быстродействию программы логического управления объектами и процессами.

Примером языка инструкций является Step-5, который имеет полный набор команд, необходимых для программирования циклов автоматики объектов управления. Команда является элементарной самостоятельной единицей программы. Программы, составленные с помощью языка Step-5, подразделяют на системные и прикладные. Системные программы предназначены для организации связи с базовым программным обеспечением процессора, расширяя его набор команд и внутренние функции. Прикладные программы представляют собой совокупность команд и условий для обработки данных, контроля и воздействия на объект управления.

Прикладные программы подразделяются на блоки трех типов: организационные, программные и функциональные. Организационные блоки служат для управления прикладной программой в форме перечня программных блоков, подлежащих обработке. В программных блоках прикладная программа разбивается на технологические группы. С помощью функциональных блоков реализуются часто повторяющиеся или сложные функции. Функциональные блоки имеют параметры, позволяющие одному и тому же программному тексту работать с разными численными данными — операндами. Для работы с блоком его необходимо вызвать. По окончании отработки блока управление передается к точке вызова, чтобы продолжить работу в вызывающем блоке.

Предусмотрена библиотека подпрограмм, обеспечивающих работу с пультом и дисплеем и выполняющих различные сервисные функции.

Язык Step-5 ориентирован на квалифицированных пользователей, для удобства работы которых имеются библиотеки готовых блоков программ.

Язык структурированного текста (ST) относится к классу текстовых языков высокого уровня. На его основе можно создавать гибкие структуры обработки данных при программировании последовательных шагов алгоритмов управления. Применение структурного программирования позволяет увеличить скорость написания программ и облегчить отладку разработанной программы с помощью структурных операторов языков программирования типа C, PASCAL, PL/M.

Основное достоинство структурного программирования заключается в ограниченном составе операторов: существуют только четыре структурных опера-

8.2. Типы операторов языка структурированного текста

Структурный оператор	Блок программы на языке ST типа ASM-51
Линейная цепочка операторов	<pre> ; ***** ; Главная программа ; ***** ; Call Deistvie1 ; Подпрограмма 1 ; Call Deistvie2 ; Подпрограмма 2 ; ***** ; Определения подпрограмм ; ***** ;--Подпрограмма-заглушка 1----- Deistvie1: ret ;--Подпрограмма-заглушка 2----- Deistvie2: ret </pre>
Условный оператор	<pre> ; ***** ; Главная программа ; ***** ; ... ;-----Условный оператор----- jb PrinjatByte, ElseUsl; Условная операция Call Plecho1 ; Реализация jmp EndUsl ; плеча 1 ElseUsl: Call Plecho2 ; Реализация EndUsl: ; плеча 2 ;----- ; ***** ; Определения подпрограмм ; ***** ;----- Подпрограмма-заглушка 1 ----- Plecho1: ; Метка помечает следующий оператор ret ;----- Подпрограмма-заглушка 2 ----- Plecho2: ; Метка помечает следующий оператор ret </pre>
Оператор цикла с проверкой условия после тела цикла	<pre> ; ***** ; Главная программа ; ***** ; ... ;----- Оператор цикла ----- Nachalo: Call TeloCykla ; Реализация тела ; цикла jb PrinjatByte, Nachalo; условная операция ;----- ; ***** ; Определения подпрограмм ; ***** ;----- Подпрограмма-заглушка ----- TeloCykla: ret ; Оператор помечен предыдущей меткой </pre>
Оператор цикла с проверкой условия до тела цикла	<pre> ; ***** ; Главная программа ; ***** ; ... ;----- Оператор цикла ----- Nachalo: jb KnNaj, KonCykla; Условная операция Call TeloCykla ; Реализация обработки ajmp Nachalo ; подпрограмм ожидания KonCykla: ;----- ; ***** ; Определения подпрограмм ; ***** ;----- Подпрограмма-заглушка ----- TeloCykla: ret ; Оператор помечен предыдущей меткой </pre>

тора (табл. 8.2). Комбинацией этих структурных операторов можно построить сколь угодно сложную программу.

Первый структурный оператор называется *линейной цепочкой операторов*. Любая задача разбивается на несколько подзадач. Выполнение подзадач может быть поручено подпрограмме, в названии которой необходимо отразить подзадачу, которую должна решать эта подпрограмма. На момент написания алгоритма и программы верхнего уровня разработчика не интересует, как будет решаться эта задача. Поэтому вместо настоящей подпрограммы ставится так называемая «заглушка».

Второй структурный оператор называется *условным оператором*. Достаточно часто одна или другая задачи должна исполняться в зависимости от определенного условия, которое зависит от результатов выполнения предыдущей программы или от состояния внешних устройств. Каждая из таких задач называется плечом условного оператора. Условный оператор может использоваться в неполном варианте, когда одно из плеч алгоритма отсутствует.

Третий структурный оператор — это *оператор цикла с проверкой условия после тела цикла*. Такой оператор легко реализуется на языке программирования Ассемблер с помощью команды условного или безусловного перехода. Отличие от условного оператора заключается в том, что передача управления осуществляется не вперед, а назад. Этот структурный оператор входит в состав алгоритмических языков программирования высокого уровня (оператор *do...while* в языке программирования С или оператор *repeat...until* в языке программирования PASCAL).

Четвертый структурный оператор — это *оператор цикла с проверкой условия до тела цикла*. В отличие от предыдущего оператора тело цикла в этом операторе может ни разу не выполниться, если условие цикла сразу же выполнено. Этот оператор, как и условный оператор, невозможно реализовать на одной машинной команде.

К структурным можно отнести, в частности, алгоритмический язык Ярус-2, который получил широкое распространение при программировании циклов, выполняемых в реальном времени.

Язык релейных диаграмм (LD) применяется для описания логических выражений различного уровня сложности. При этом используются в качестве базовых элементов программирования графические элементы электрических схем автоматики — нормально открытые и закрытые контакты, катушки реле, а также последовательные и параллельные цепи их соединений. Дополнительными функциями релейной логики могут быть временные задержки на включение реле, счет числа срабатываний каких-либо элементов, изменение последовательности включения различных цепей, арифметические операции.

Для релейной техники за многие годы было разработано огромное количество оборудования и алгоритмов его управления. Используя типовой набор команд цифрового ввода-вывода, отлаженные ранее алгоритмы в виде релейных схем автоматики, можно легко создавать управляющие системы на базе ПЛК.

Простейший пример использования языка LD был рассмотрен в п. 8.2 при описании микроконтроллера типа LOGO!.

Язык функциональных блок-диаграмм (FBD) позволяет создавать управляющие программы практически любой сложности на основе стандартных программных модулей. Эти модули описывают: арифметические, тригонометрические, логические и другие функции; типовые логические устройства автоматики (счетчики, компараторы, дешифраторы кодов, мультиплексоры и т.д.); различные регуляторы (пропорциональные, пропорционально-интегрально-дифференциальные, частотные и многие другие); блоки, описывающие некоторые законы управления (сравнения данных, статистического анализа, формирования обратных связей, алгоритмы адаптивного управления). Это языковое средство использует технологию соединения последовательных алгоритмов обработки данных, законов регулирования и управления в единую программу. Таким образом, процедура программирования сводится к «склеиванию» библиотечных компонентов и заданию их параметров, обычно в графической форме в виде функциональных блок-схем.

Язык последовательных функциональных схем (SFC) основывается на графической модели описания состояний сложных процессов с помощью сетей Петри. В основу проектирования динамических процессов управления положен графический метод представления диаграмм состояний, называемый *Grafcet*. Он позволяет формулировать логику процесса управления в виде чередующихся процедурных шагов — этапов, связанных друг с другом произвольно с помощью условных переходов, а также описывать последовательно-параллельные задачи в понятной и наглядной графической форме. Метод *Grafcet* основан на графическом представлении функциональной схемы системы с использованием этапов, связей, переходов, этикеток и преемственностей.

Этап — это состояние системы, при котором орган управления или часть его независимы по отношению к входам-выходам автоматизированной системы. На функциональной схеме этап обозначается квадратом с номером в верхней части. Начальный этап инициализации процесса управления обозначается двойной рамкой.

На каждом этапе на систему могут быть оказаны *воздействия*. Они приведены в прямоугольной рамке-этикетке, расположенной справа от символа этапа (рис. 8.5, а).

Этап называется *активным*, когда он в действительности управляет сопряженными с ним воздействиями — реальными или виртуальными (в последнем случае этикетка отсутствует или пуста). Неактивный этап является либо пассивным, либо активируемым. *Активный этап* (рис. 8.5, б) отмечают точкой — меткой в нижней части квадрата. Такая маркировка используется, в частности, для указания этапов, становящихся активными после инициализации. Одно или несколько воздействий могут быть заданы булевой функцией входных переменных, другими этапами или внешними параметрами.



Рис. 8.5. Примеры этапов процесса управления:
а — неактивного; б — активного

Переходом называется «барьер», непременно разделяющий два последовательных этапа и отмеченный на схеме короткой поперечной чертой.

Преемственность перехода определяется булевой функцией, выражающей необходимое логическое условие, при выполнении которого разрешается пройти через данный переход. В дополнение к этому условию предыдущий этап должен быть активированным (условие достаточности перехода).

Связка — это ориентированный отрезок прямой, соединяющий этап с переходом или переход с этапом, но не два перехода или два этапа между собой.

Динамику процесса, представленного диаграммой Grafset, определяют правила, которые регулируют перемещения этикеток для случая, когда несколько этапов связаны с одним и тем же переходом, что на схеме отображается двумя параллельными линиями (рис. 8.6).

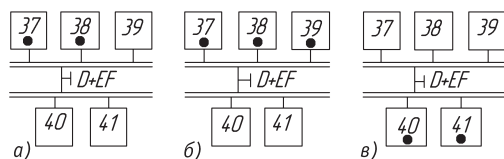


Рис. 8.6. Состояния этапов, определяющие переход:
а — запрещенный; б — разрешенный; в — пройденный

Изначально переход $D + EF$ является *запрещенным* (рис. 8.6, а). Переход называется *разрешенным*, когда все непосредственно предшествующие ему этапы активированы (рис. 8.6, б). Тогда последующие этапы называются активизируемыми. Переход становится *пройденным* только тогда, когда он разрешен, а условия преемственности выполнены. Прохождение перехода вызывает активацию всех непосредственно следующих за ним этапов и делает пассивными все непосредственно предшествующие (рис. 8.6, в). Могут быть предусмотрены переходы, прохождение через которые осуществляется одновременно, т.е. параллельно.

Логика управления сложным процессом может быть представлена с помощью графической структуры Grafset, моделирующей его динамику состояний. Рассмотрим теперь принцип исполнения структурной модели Grafset, являющейся, таким образом, управляющей программой для логического контроллера со свободно программируемой памятью. При программировании ПЛК на каждый этап i выделяется ячейка памяти или внутренняя переменная. Условия активации этапа E_i , приведенного на рис. 8.7, типового элемента графической структуры определяются логическими функциями разрешения перехода (преемственности), вид которых зависит от типа памяти (RS триггера).

В случае памяти с приоритетным отключением (вход R триггера):

$$E_i = \neg E_{i+1} (E_{i-1} T_{i-1} + E_i),$$

где $\neg E_{i+1}$ — операция НЕ на этапе E_{i+1} , делающая его пассивным; T_{i-1} — преемственность перехода от этапа E_{i-1} к этапу E_i .

В случае памяти с приоритетным включением (вход S триггера):

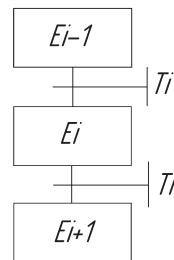


Рис. 8.7. Типовая графическая структура переходов с программно заданными условиями активации этапа E_i

$$E_i = E_{i-1} T_{i-1} + E_i \neg E_{i+1}.$$

Логические выражения позволяют интерпретировать управляющую программу, записанную с помощью языка диаграмм состояний Grafset, непосредственно в машинных командах процессора ПЛК. В этих уравнениях можно учесть и внешние условия. Например, ввод дополнительной команды Z позволяет выполнить общий сброс на ноль ячеек памяти для соответствующих этапов i :

$$E_i = \neg E_{i+1} \neg Z (E_{i-1} T_{i-1} + E_i).$$

Повторяющаяся последовательность программируется, например, следующим образом:

$$E_{20} = \neg E_{21} (E_3 T_3 + E_6 T_6 + E_{20});$$

$$\dots$$

$$E_{24} = \neg E_6 \neg E_8 (E_{23} T_{23} + E_{24}).$$

В первом уравнении показано, что осуществляется управление последовательностью до этапа 3 или 6. Последнее уравнение определяет активное состояние этапа 24 при пассивном состоянии выходных этапов последовательностей 6 и 8.

В заключение рассмотрим пример разработки программы управления автоматическим циклом специального агрегатного станка с поворотным столом, конструктивная схема которого показана на рис. 8.8.

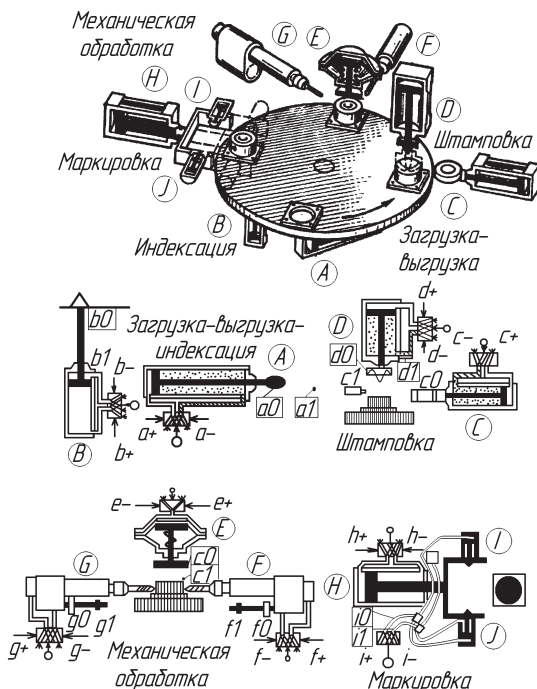


Рис. 8.8. Трехпозиционный агрегатный станок с поворотным столом и его исполнительные устройства

Станок оснащен одной погрузочно-разгрузочной и тремя рабочими позициями, на которых выполняются последовательно операции штамповки, механической обработки и маркировки изделия.

Цикл работы станка начинается с ввода команды «Автоматический цикл» (Dcy) на пульте оператора. При этом включается погрузочно-разгрузочный этап цикла. Рабочий стол станка деблокируется ($B-$), поворачивается на 90° ($A+$), после чего вновь индексируется ($B+$), что позволяет силовому цилиндру вернуться в исходное положение ($A-$).

По окончании операции загрузки-выгрузки включаются технологические операции штамповки, механической обработки и маркировки, которые инициируются одновременно и выполняются независимо друг от друга (параллельные переходы). Однако команда перехода к следующему циклу будет получена лишь после того, как на всех трех рабочих позициях обработка закончится. Исполнительные устройства, выполняющие технологические операции на каждой позиции станка, показаны на конструктивной схеме станка.

Принцип выполнения автоматического цикла определяется диаграммой состояний, представленной структурой сетевого графа, которая получается из проектного задания и легко интерпретируется (рис. 8.9). В рассматриваемом алгоритме логического управления станком-автоматом имеются: 21 этап, 20 воздействий, 18 переходов, 1 расходимость и 1 сходимость по схеме И.

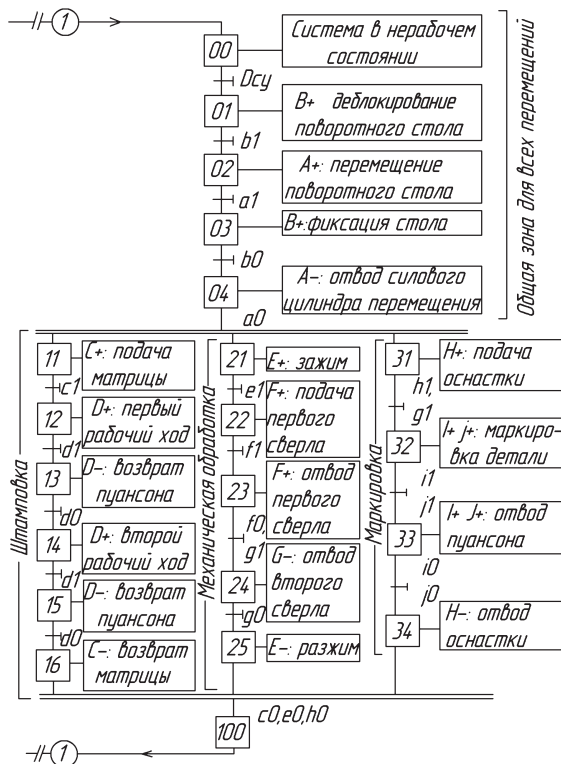


Рис. 8.9. Диаграмма состояний станка в автоматическом режиме работы

8.3. Идентификация переменных управляющей программы для ПЛК

Входы	Dcy U0	bl U1	al U2	b0 U3	a0 U4	cl U5	dl U6	d0 U7	c0 U8	el U9	fl U10
	f0 U11	gl U12	g0 U13	e0 U14	hl U15	il U16	jl U17	i0 U18	j0 U19	h0 U20	
Выходы	B- Y0	A+ Y1	B+ Y2	A- Y3	C+ Y4	D+ Y5	D- Y6	C- Y7	E+ Y8	F+ Y9	G+ Y10
	E- Y11	F- Y12	G- Y13	H+ Y14	I+ Y15	J+ Y16	I- Y17	J- Y18	H- Y19		
Память	P00 X0	P01 X1	P02 X2	P03 X3	P04 X4	P11 X5	P12 X6	P13 X7	P14 X8	P15 X9	P16 X10
	P21 X11	P22 X12	P23 X13	P24 X14	P25 X15	P31 X16	P32 X17	P33 X18	P34 X19	P100 X20	

Упрощенный вариант, который рассматривается в качестве примера, не предусматривает разработку других режимов работы станка (независимая работа отдельных позиций для регулирования, поэтапная отработка цикла при настройке станка, автоматическая работа с остановками для выполнения контроля), а также аварийный режим (быстрый останов с запоминанием состояния), связанный с безопасностью.

Второй этап программирования автоматического цикла станка заключается в присвоении каждой физической команде включения-выключения или сигналу датчика соответствующей переменной ПЛК (вход U_k , выход Y_j , память этапа X_i). Для этого необходимо разработать специальную таблицу идентификации (табл. 8.3).

Запись управляющей программы ПЛК на языке Grafset с новыми переменными представлена на рис. 8.10.

Интерпретатор управляющей программы, записанной на языке функцио-

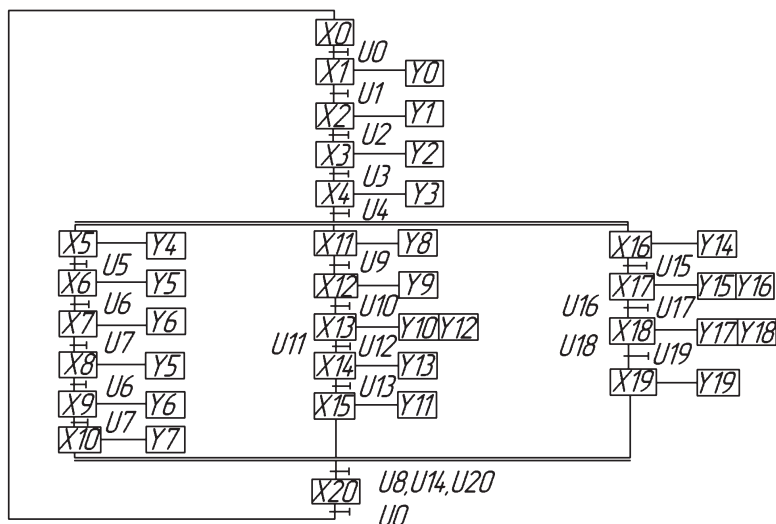


Рис. 8.10. Программа управления автоматическим циклом работы станка на языке Grafset

нальных схем, преобразует ее в систему логических уравнений, определяющих условия E_i активации соответствующих этапов. Каждому этапу соответствует ячейка памяти X_i программ ПЛК. Процессор циклически сканирует ячейки памяти и исполняет заданную в них последовательность логических операций при текущих значениях входных сигналов U_k , формируя выходные сигналы Y_j .

В настоящее время большинство промышленных контроллеров обрабатывают управляющие программы, записанные на любых языках в соответствии со стандартом IEC 61131-3. Наиболее известной реализацией этого стандарта является система автоматизированной разработки и поддержки прикладных программ ПЛК CASE-средство типа ISAGRAF PRO. В состав этой программной оболочки включены система разработки — инструмент (Work Bench) и система исполнения — ядро (Target). Первая из них используется для создания, моделирования, тестирования и документирования прикладных программ, исполняемых под управлением ядра ISA GRAF. Вторая записывается в ППЗУ контроллера при его программировании для решения конкретных производственных задач управления в сетевом режиме. При этом допускается запись управляющих программ для размещенных в промышленной сети контроллеров одновременно на нескольких стандартных языках.

8.4. Основные определения, принципы построения и классификации систем программного управления технологическим оборудованием

Системой программного управления называют совокупность специализированных устройств, методов и средств, необходимых для реализации функций управления движениями рабочих органов станков, промышленных роботов и другого технологического оборудования, а также изменения их последовательности и режима работы по заранее подготовленной программе. В системах *числового программного управления* — *Numerical Control* (ЧПУ-NC) рабочие (управляющие) программы записываются на каком-либо программноносителе или непосредственно в запоминающем устройстве в цифровой форме с последующим их считыванием и преобразованием системой в выходные сигналы, подаваемые на исполнительные устройства. Собственно *устройство ЧПУ* (УЧПУ) составляет часть этой системы и конструктивно выполняется в виде отдельного шкафа управления или совокупности электронных блоков, встроенных в состав управляемого оборудования.

Все многообразие систем ЧПУ можно подразделить на два *основных типа*:

- 1) со схемной реализацией алгоритмов работы (аппаратные системы ЧПУ типа NC);
- 2) с программной реализацией алгоритмов и использованием микроконтроллеров — управляющих микроЭВМ вместе с их внешними устройствами (микропроцессорные или компьютерные системы ЧПУ типа CNC — Computer NC).

Первый тип систем ЧПУ (NC) характеризуется жесткой структурой построения и ограниченными функциональными возможностями.

В *микропроцессорных устройствах ЧПУ* типа CNC алгоритмы их функционирования записываются в постоянное запоминающее устройство (ПЗУ) и обра-

бываются затем микропроцессорами контроллеров. Аппаратная часть УЧПУ с программной реализацией алгоритмов работы достаточно унифицирована для различных видов оборудования. Таким образом, возможности данных УЧПУ в значительной степени зависят от уровня их функционального программного обеспечения, которое работает в среде базовой операционной системы микрокомпьютера. Наряду с этим микропроцессорные УЧПУ должны иметь специализированное технологическое программное обеспечение, позволяющее формировать характерные для определенной группы станков технологические циклы обработки. Эта часть программного обеспечения обычно хранится в перепрограммируемом постоянном запоминающем устройстве (ППЗУ) и в отличие от функциональных программ может быть видоизменена непосредственно разработчиками технологического оборудования с ЧПУ.

Системы циклового программного управления — Sequence NC (ЦПУ— SNC) обрабатывают в цифровом виде только информацию о последовательности движений исполнительных органов и режимах работы оборудования. Величины перемещений рабочих органов станка, загрузочно-разгрузочного устройства или промышленного робота обычно задаются в этом случае настройкой упоров, воздействующих на путевые переключатели.

Системы циклового программного управления отличаются от ЧПУ сравнительной простотой построения и невысокой стоимостью. Соответственно формообразующие и технологические возможности систем ЦПУ ограничены. Станки с ЦПУ целесообразно применять в серийном и крупносерийном производстве при значительной длительности обработки партии деталей, так как переналадка системы формообразования в оборудовании с ЦПУ требует больших затрат времени. Широкое применение системы ЦПУ получили в промышленной робототехнике, а также при управлении транспортно-накопительными устройствами, автоматизированными складами, загрузочными и другими вспомогательными механизмами гибких производственных систем (ГПС).

В настоящее время системы ЦПУ строятся на базе микропроцессорных устройств программно-логического управления, которые получили название программируемых логических контроллеров — ПЛК (PLC), рассмотренных в п. 8.2.

Такие системы ЧПУ создают системную платформу с широкими функциями почти для всех технологий механообработки, начиная с простого позиционирования рабочих органов и заканчивая комплексными многокоординатными задачами сложного формообразования.

Для возможности управления группой станков в составе гибкого автоматизированного участка или автоматической линии система ЧПУ должна обладать функциями так называемого *прямого компьютерного управления* — DNC (Direct Numerical Control). Структурная схема группового управления станками в сетевом режиме DNC показана на рис. 8.11. Областью промышленного использования данной цифровой системы управления производственным оборудованием участков цеха могут быть как мелкосерийное и серийное, так и крупносерийное производство.

Создание локальных промышленных сетей на базе ПК и компьютерных ЧПУ позволяет исключить из основных классификационных признаков систем ЧПУ

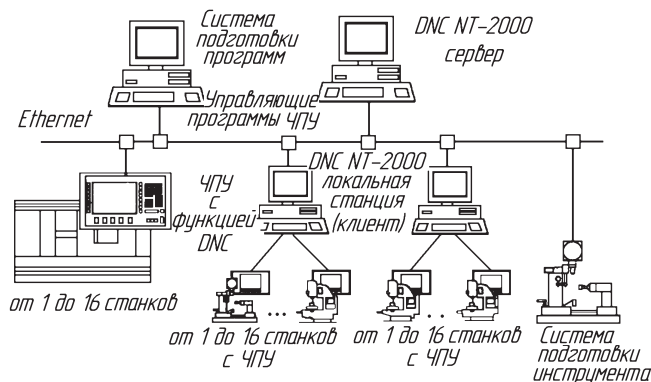


Рис. 8.11. Система управления комплексом станков с ЧПУ в сетевом режиме DNC

характеристики элементной базы и уровня (поколения) исполнения. Единственным системным признаком классификации микропроцессорных ЧПУ остаются их функциональные возможности. Анализ функций управляемого технологического оборудования позволил выявить следующие основные группы задач, выполняемых микропроцессорными системами ЧПУ:

- геометрические, связанные с процессами формообразования на станках или движениями роботов;
- технологические, определяющие методы и характеристики процесса обработки;
- логические, характеризующие последовательности выполнения этапов автоматических циклов и групп циклов, а также условия для их взаимных переходов;
- диагностические, задающие методы и процедуры сбора данных для определения текущего состояния управляемых объектов и процессов, а также самой системы управления;
- адаптивные, позволяющие оперативно перенастраивать программируемые рабочие параметры объектов и процессов для достижения определенного критерия качества (например, наибольшей производительности обработки) при заданных ограничениях (например, точности изготавливаемого изделия);
- терминальные, определяющие содержание взаимосвязей конечных пользователей (оператора, технолога, наладчика, программиста) с компьютерной системой в разных режимах работы, т.е. так называемый человекомашинный интерфейс;
- сетевые, регламентирующие протоколы информационного обмена между процессорами и запоминающими устройствами системы.

По совокупности функциональных признаков микропроцессорные устройства ЧПУ станками и станочными комплексами подразделяются на четыре класса (по ГОСТ 21021—2000).

К *первому* классу относятся простые устройства ЧПУ, предназначенные для автоматизированных станков с несложным формообразованием. В этих УЧПУ, как правило, отсутствуют программные средства для формирования специальных технологических циклов и программирования функций электроавтомати-

ки, не предусмотрены аналоговые входы и выходы для подключения датчиков, контролирующих технологический процесс в целях его адаптивного управления. Для отображения информации в этих устройствах используются обычно цифровые индикаторы, светодиоды и дисплеи с ограниченным форматом выводимых данных. Такие устройства ЧПУ предназначены для станков токарной, сверлильно-расточной, шлифовальной и фрезерной групп с ограниченными технологическими возможностями. Они используются обычно в мелкосерийном вспомогательном производстве разнообразных изделий (например, в ремонтных цехах) либо в основном производстве деталей несложной формы, выпускаемых крупными сериями.

Устройства ЧПУ *второго* класса предназначены для управления станками основного производства при изготовлении разнообразной продукции, требующей типовых методов формообразования. В этих УЧПУ предусматривается программная реализация функций электроавтоматики и технологических циклов; имеются контроллеры датчиков дискретного и аналогового типов, что позволяет измерять параметры движений и управлять не только рабочими и вспомогательными перемещениями в станке, но и параметрами технологического процесса. Отображение информации осуществляется на графическом дисплее. УЧПУ второго класса, называемые также *продукционными*, рассчитаны, в основном, на управление универсальными станками всех технологических групп, предназначенными для использования в серийном производстве.

Третий класс устройств ЧПУ ориентирован на управление уникальными, многоцелевыми станками и ГПМ, работающими в условиях мелкосерийного и серийного производств. Такие УЧПУ характеризуются наиболее сложными методами формообразования с одновременным управлением до шести координат, большим разнообразием технологических циклов обработки, перепрограммируемыми функциями автоматики, широкими диагностическими и адаптивными возможностями. Характерными признаками этих УЧПУ являются использование персонального компьютера с развитым человекомашинным интерфейсом и диалоговыми процедурами, а также наличие языков высокого уровня для программирования автоматических циклов произвольного вида при решении новых задач пользователей.

Четвертый класс устройств ЧПУ предназначен для группового управления технологическим оборудованием в составе гибких автоматизированных участков и линий. Такие УЧПУ используются в организованном по методу групповых технологий серийном и крупносерийном производстве. Этот класс УЧПУ обладает наиболее широкими технологическими возможностями. Для устройств ЧПУ четвертого класса характерны наиболее развитые сетевые возможности для оперативного ввода, обработки и вывода исходной и текущей информации, получаемой от компьютеров более высокого ранга, а также передачи управляющих программ из АРМ ТП.

Характерным признаком современных УЧПУ всех классов является их открытость к расширению функциональных возможностей и универсальность по отношению к управляемым станкам и станочным комплексам различных групп, а также к обслуживающему технологическому оборудованию (роботам, накопителям и транспортным средствам).

8.5. Функции формообразования систем программного управления технологическим оборудованием

Основной функцией систем ЧПУ станками является управление процессами формообразования, которые неразрывно связаны с технологическими переходами и операциями обработки заготовок. Процесс формообразования на станках с ЧПУ реализуется за счет взаимосвязанных координатных перемещений рабочих органов, несущих заготовку (деталь) и инструмент. Для однозначного задания перемещений в станках с ЧПУ используются стандартные координатные системы. Главной координатной осью станка является ось Z шпинделя; ось X чаще всего направлена горизонтально или наклонно в поперечном по отношению к шпинделю направлении и связана обычно с рабочим органом, непосредственно несущим заготовку; ось Y перпендикулярна к плоскости XOZ и образует вместе с осями X и Z правую координатную систему. Дополнительными осями являются координаты U, V, W , направленные параллельно осям X, Y и Z соответственно. Вращательные движения относительно осей X, Y и Z обозначаются символами A, B и C .

Таким образом, процесс формообразования на станках с ЧПУ может выполняться в различных режимах, основные схемы которых показаны на рис. 8.12.

Режим позиционирования определяется автоматическим установочным перемещением рабочего органа станка в заданную управляющей программой точку, находящуюся в зоне обработки. Затем в установленной позиции выполняется необходимый технологический цикл (например, обработка отверстия сверлом, зенкером, метчиком и т.д.). На рис. 8.13 показана схема типового технологического процесса обработки корпусной детали на многоцелевом сверлильно-фрезерном и расточном станке с ЧПУ.

На станке последовательно обрабатываются несколько отверстий, координатные положения центров которых задаются управляющей программой и обрабатываются механизмами подачи стола в позиционном режиме.

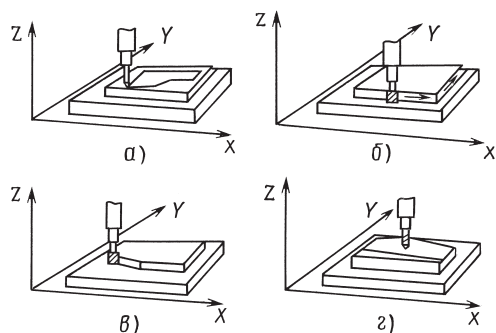


Рис. 8.12. Режимы формообразования на станках с ЧПУ:

a — позиционирование; b — прямоугольные перемещения; $в$ — контурные движения по заданной траектории (в плоскости); $г$ — контурно-позиционные (комбинированные) перемещения (в пространстве)

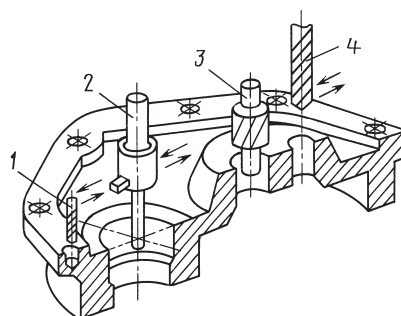


Рис. 8.13. Пример схемы обработки на многоцелевом станке; цифрами, показана последовательность технологических операций:

1 — сверление; 2 — растачивание; 3 — развертывание; 4 — рассверливание отверстий

В многоцелевых токарно-сверлильно-фрезерных станках с ЧПУ можно позиционировать шпиндель в заданном угловом положении (координата C), например, при обработке группы расположенных на фланце вала отверстий вращающимся в револьверной головке инструментом.

Позиционный режим управления характерен не только для станков, но также и для промышленных роботов, загрузочных, измерительных и других вспомогательных устройств в составе гибких производственных модулей (ГПМ) и ГПС.

Дискретности задания перемещения в станках с ЧПУ обычно не превышают $1 \dots 10$ мкм, а в прецизионных станках — $0,1$ мкм.

Прямоугольное контурное формообразование применяют в станках, на которых обработка производится лишь при движении по одной координате, а обрабатываемая поверхность параллельна направляющим соответствующей координатной оси. Учитывая, что управляемые движения могут быть не только поступательными, но и вращательными, такой вид формообразования правильнее было бы называть однокоординатным. Дополнительно к программированию координаты конечной точки перемещения необходимо задавать скорость подачи в соответствии с требуемыми режимами обработки. Прямоугольное формообразование характерно для обработки несложных деталей на станках разных групп. Примерами такого формообразования могут быть точение ступенчатых валов на токарных станках, фрезерование прямоугольных наружных и внутренних профилей, шлифование с круговой подачей, многопроходная обработка торцовых поверхностей дисков и фланцев и многие другие технологические операции.

На рис. 8.14 показаны примеры многопроходных циклов плоского шлифования заготовки 1.

При строчной подаче (рис. 8.14, а) круг 2, предварительно установленный по оси Z , периодически подается на глубину (координата Y) в начале каждого прохода вдоль оси X с одновременным реверсом рабочей подачи F_x . Схема диагональной подачи (рис. 8.14, б) характеризуется одновременным рабочим движением вдоль осей X и Z ; периодическая подача F_y является установочной.

Характерной особенностью прямоугольного формообразования является отсутствие функциональной связи между скоростями подачи по отдельным координатным осям в процессе обработки. Это условие выполняется и тогда, когда

координатные подачи осуществляют одновременно, т.е. синхронно.

Синхронизация движений по координатным осям может быть самостоятельной функцией формообразования, например в станках с так называемой «открытой» компоновочной схемой типа «Gantry» (рис. 8.15, а). Здесь движения подачи по координатным осям X и $X1$ синхронизируются устройством ЧПУ так, чтобы исключить малейшую рассогласованность их скоростей без каких-либо механических связей.

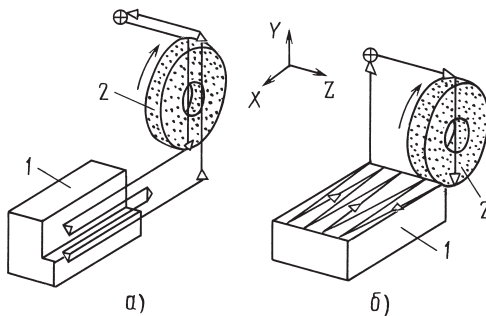


Рис. 8.14. Схемы циклов плоского шлифования на станке с ЧПУ со строчной (а) и с диагональной (б) подачей

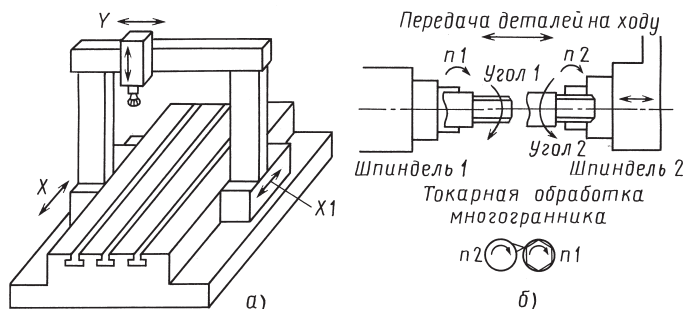


Рис. 8.15. Схемы станков с синхронным управлением движениями по координатным осям: *а* — синхронизация подачи по координатам X и X_1 ; *б* — синхронизация частоты вращения и углового положения шпинделей

Функция синхронного управления парой осевых движений без механического сдвига заключается в непрерывном отслеживании скорости по ведущей координатной оси электроприводами подачи по одной или двум ведомым осям с одновременным заданием относительного углового положения синхронизируемых осей координат. В этом режиме обеспечивается согласованное выполнение циклов работы исполнительных механизмов станка.

Например, точный по углу поворота синхронный режим одного ведущего и одного или нескольких ведомых вращательных движений позволяет переустанавливать деталь при ее последовательной обработке на встречно расположенных шпинделях без их останова (рис. 8.15, б). Если при этом дополнительно устанавливать разные значения коэффициента передачи между частотами вращения главного (n_1) и инструментального шпинделей (n_2), то становится возможной многогранная (полигонометрическая) токарная обработка, схема которой также показана на рис. 8.15, б.

В общем случае, когда коэффициент передачи между приводами задающей и ведомой подач изменяется, появляется возможность программного управления сложными функционально связанными многокоординатными движениями формообразования. Такие методы управления многокоординатными движениями относятся к контурному типу формообразования.

Криволинейное контурное формообразование используется в станках многих групп (токарных, фрезерных, многоцелевых, шлифовальных, электрофизических и др.) при обработке деталей сложной формы за счет одновременных согласованных движений по нескольким управляемым координатным осям (рис. 8.16).

В общем случае число координат может быть 2, 3...5 и более. Программу движений подачи по каждой оси координат система ЧПУ формирует автоматически, исходя из заданной конфигурации детали и результирующей рабочей подачи, зависящей от режимов резания. Рассогласование регулировочных характеристик следящих электроприводов подачи по каждой координатной оси приводит в этом случае к погрешности формы и размеров детали. Взаимосвязанные процессы многокоординатного непрерывного управления движениями в интервалах между заданными опорными точками траектории с результирующей скоростью подачи называются *интерполяцией*.

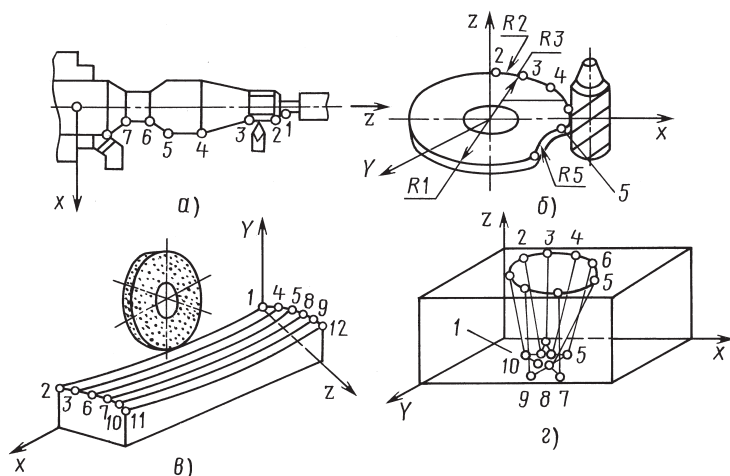


Рис. 8.16. Циклы контурного формообразования:

а — токарная обработка фигурной детали; *б* — фрезерование плоского кулачка; *в* — профильное шлифование пространственной формы; *з* — электроэрозионная обработка сложного отверстия

В станках с ЧПУ наиболее часто используют линейную, круговую и комбинированную линейно-круговую интерполяции. При *линейной интерполяции* функциональная взаимосвязь законов движения исполнительных органов по каждой из координатных осей имеет линейный вид. В этом случае результирующее перемещение между двумя заданными опорными точками (например, 1 и 2) будет осуществляться по прямолинейной траектории (рис. 8.16, *а*). При обеспечении квадратичной зависимости законов движения по отдельным координатным осям результирующее перемещение между опорными точками 2 и 3, 3 и 4 и др. выполняется по дуге окружности или — по дугам параболы. Данный способ формообразования дает возможность обрабатывать криволинейные участки, аппроксимируя их, например, дугами окружностей разных радиусов $R1 \dots R5$ (рис. 8.16, *б*). В микропроцессорных устройствах ЧПУ *круговая интерполяция* может быть выполнена в плоскости, образуемой какими-либо двумя координатными осями, например в плоскости XOY или XOZ .

Большинство устройств ЧПУ при обработке сложных контуров между опорными точками обеспечивает линейно-круговую интерполяцию, например, для управления профильно-шлифовальными (рис. 8.16, *в*) или электроэрозионными контурно-вырезными (рис. 8.16, *з*) станками.

Разновидностью контурного режима являются *синхронные* или *синфазные методы* управления формообразованием, применяемые, в основном, в зубо- и резбообрабатывающих станках с ЧПУ. В этом случае система программного управления должна задавать определенные соотношения скоростей вращения инструмента и движения заготовки по одной или нескольким координатным осям станка. Процесс формообразования обеспечивается непрерывно благодаря определенной конфигурации режущего инструмента, например рабочего профиля червячной фрезы.

При нарезании резьбы требуется не только обеспечить определенное соотношение средних скоростей движения по координатным осям, но и сохранить заданное согласование положений в механизмах вращения и осевого перемещения инструмента. Синхронное управление этими движениями называют интерполяцией винтовых линий, или просто винтовой интерполяцией (рис. 8.17). Для этого приводы по осям X и Y , реализующие круговую подачу и служащие в качестве задающих координат, оснащены датчиками перемещений с высокой разрешающей способностью (например, 0,01 мм). Привод подачи по оси Z перемещает инструмент (в приведенной на рисунке схеме — это профильная фреза) синхронно по отношению к импульсным сигналам датчиков так, чтобы за один оборот инструмент точно переместился на величину хода нарезаемой резьбы. Это перемещение также контролируется прецизионным датчиком координаты Z .

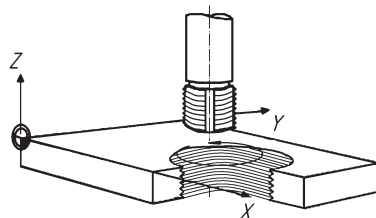


Рис. 8.17. Схема процесса фрезерования резьбы методом интерполяции винтовых линий

Нетрудно заметить, что процесс управления в случае нарезания резьбы с постоянным шагом соответствует одновременному выполнению режимов круговой и линейной интерполяции. Программируемая подача F относится в этом случае либо только к круговому движению, либо скорости вдоль винтовой линии, являющейся геометрической суммой трех координатных составляющих F_x , F_y и F_z .

Специальным видом является интерполяция по табличным функциям, заданным в управляющей программе ЧПУ. Такие функции определяют зависимости между последовательными положениями связанных в рабочем цикле исполнительных устройств, перемещаемых относительно ведущей и ведомых координатных осей. Посредством программной интерполяции функций изменений входных и выходных координат, заданных таблицей расчетных точек сегментов математических кривых (архимедовой спирали, дуги окружности, отрезка прямой и т.д.), выполняются сложные законы движения, которые ранее задавались с помощью специально профилированных кулачков.

На рис. 8.18 показан пример программного управления процессом разрезки дисковой пилой прокатанной стальной полосы на отдельные листы непосредственно при их перемещении транспортером.

Ведущая координата X каретки с поперечными направляющими электрошпинделя пилы синхронизирована с движением транспортера. Для этого используется фрикционный ролик, вращающийся без скольжения при контакте с движущейся полосой и связанный с датчиком перемещения. Поперечная подача пилы связана табличной функцией с текущим координатным значением X . Изменяя эту функцию, можно управлять формой и размерами изготавливаемых листов.

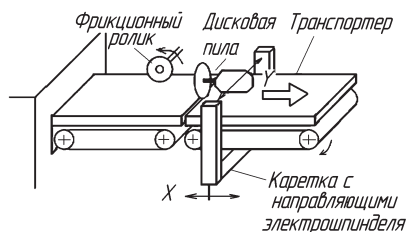


Рис. 8.18. Схема автоматического разрезного станка с функциональной связью координатных движений

Универсальным методом контурного формообразования являются различные виды полиномиальной (сплайновой) интерполяции функциональной зависимости координатных движений. Сложные геометрические объекты в авиационной, судостроительной, инструментальной и других отраслях промышленности, образованные произвольными непрерывными пространственными кривыми, можно аппроксимировать аналитически описываемыми базисными полиномами вида

$$y = \sum_{i=0}^n a_i x_i,$$

где a_i — коэффициент; n — степень полинома.

Если заданы координаты начальной и конечной точек кривой, то коэффициенты a_i находятся решением линейной системы из $n - 1$ уравнений.

С помощью этой функции могут интерполироваться кривые, для которых координатные значения (например, по осям X и Y) станка с ЧПУ определяются следующими параметрическими уравнениями:

$f(p) = a_0 + a_1 p + a_2 p^2 + a_3 p^3$ — наиболее часто применяемый полином 3-й степени

или

$f(p) = a_0 + a_1 p + a_2 p^2 + a_3 p^3 + a_4 p^4 + a_5 p^5$ (полином 5-й степени), который позволяет выполнить наиболее точные геометрические задачи в процессе формообразования сложных изделий типа штампов, пресс-форм, скульптурных поверхностей, обычно создаваемых с помощью систем компьютерной графики в составе интегрированных САПР. Коэффициенты полиномиальных уравнений характеризуют следующие геометрические параметры: a_0 — начальная точка интерполируемой кривой; a_1 — ее конечная точка; a_2 , a_3 , a_4 и a_5 — расчетные значения коэффициентов, вычисление которых зависит от типа интерполирующего полинома (например, кривая Безье или B -сплайн и др.).

С помощью полиномиальной интерполяции могут создаваться самые различные кривые: ломаные линии, дуги эллипса, параболы, степенные функции и т.д. Над этими кривыми могут выполняться различные преобразования, такие как построение равноотстоящих (эквидистантных) линий, сдвиги, повороты, изменение масштаба и многие другие.

Рассмотрим применение полиномиальной интерполяции на примере, показанном на рис. 8.19.

При параболическом изменении координаты X в зависимости от параметра p и линейном законе $Y(p)$, которые показаны соответственно на рис. 8.19, а и б

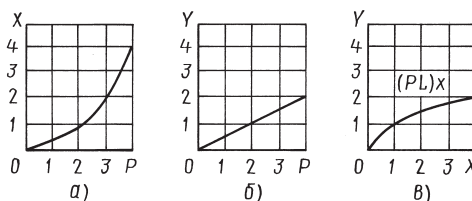


Рис. 8.19. Пример построения полинома на основании графиков параметрических координатных функций

(здесь параметром является число отрезков между опорными точками), интерполяционная функция выражается полиномом $Y = PL(X)$, порядок которого соответствует значению выбранного параметра p (рис. 8.19, в). В устройстве ЧПУ решается обратная задача: при заданном типе интерполяционного полинома, описывающего форму и порядок полиномиальной кривой для обрабатываемого участка между его начальной и конечной точками, автоматически рассчитываются функции управления координатными перемещениями станка, реализующими данный вид интерполяции (например, B -сплайн или кривая Безье 3-го порядка).

Наиболее сложным видом пространственного контурного формообразования является многокоординатная полиномиальная интерполяция криволинейной поверхности. Поверхность разделяется на элементы, называемые патчами (patch). Патчи могут быть нескольких видов: поверхности вращения, эквидистантные и ограниченные. Патч поверхности вращения является аналитически точным, поскольку для его построения используется образующая линия, поворачиваемая относительно заданной оси на определенный угол. Такой патч не требует интерполяции. Эквидистантный патч строится по ранее созданному патчу поверхности любого вида на заданном расстоянии по нормали в каждой ее точке. Таким образом, такой патч не является самостоятельным с точки зрения его формообразования. Каждый ограниченный патч формируется тремя или четырьмя граничными кривыми произвольного вида.

Положение точки A на поверхности ограниченного патча описывается параметрами U и V , изменяющимися в диапазоне от 0 до 1 (рис. 8.20). Координаты той же точки в декартовой системе координат являются функциями этих параметров: $X(U, V)$, $Y(U, V)$ и $Z(U, V)$. Когда значение одного из параметров постоянно, а значение другого изменяется (от 0 до 1), точка лежит на соответствующей изопараметрической кривой. В данном примере точка A определяется криволинейными координатами $U=0,3$ и $V=0,7$.

В системах компьютерной графики обычно строятся патчи бикубической поверхности, образованные кривой Безье или кубическим B -сплайном в процессе их перемещения вдоль другой кривой аналогичного вида. Поверхность, построенная по методу Безье, определяется множеством точек, которые образуют характеристическую сетку из вершин ломаных линий, однозначно описывающих данный тип кривых (рис. 8.21). Таким образом, как при интерполяции кривых, так и образовании поверхностей методом Безье, система ЧПУ находит вспомогательные точки поверхности, т.е. формирует сетку, которая содержит вершины характеристических ломаных — дескрипторов для формообразующих кривых.

Комбинированные контурно-позиционные методы формообразования являются наиболее универсальными и применяются в большинстве типов современных станков с ЧПУ, а также в гибких производственных модулях. Применение комбиниро-

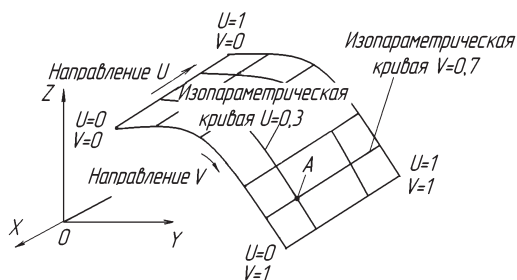


Рис. 8.20. Формирование элемента (патча) поверхности сеткой изометрических пространственных кривых

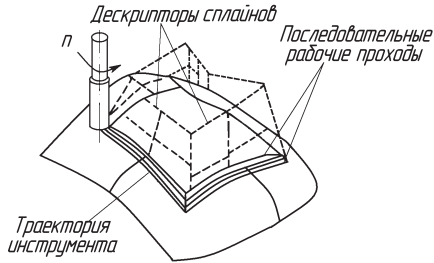


Рис. 8.21. Схема битангенциального послойного чернового фрезерования рельефной поверхности

ванного формообразования обусловлено необходимостью воспроизведения на станке сложных многопроходных технологических циклов обработки типовых поверхностей деталей. Поэтому классификация функций формообразования на станках с ЧПУ обычно проводится не по видам отдельных движений, а по их комбинациям, характеризуемым количеством управляемых координатных осей.

Наиболее простым видом являются системы плоского формообразования, осуществляемого движениями рабочих органов станка по двум координатным осям. Примерами 2D-формообразования могут быть стандартные циклы многопроходной обработки на токарных станках с ЧПУ (рис. 8.22).

Можно выделить несколько типовых способов организации таких циклов:

- с поперечными черновыми проходами, последовательно выполняемыми в режиме прямоугольного формообразования из нулевой точки, последующим позиционированием из исходной A в начальную точку A' и выполнением чистового прохода с рабочей подачей по контуру обрабатываемой детали к его конечной точке B (рис. 8.22, а);
- то же с продольными черновыми проходами (рис. 8.22, б), в том числе с коррекцией траектории чистового прохода, учитывающей радиус R_s при вершине резца (рис. 8.22, в);

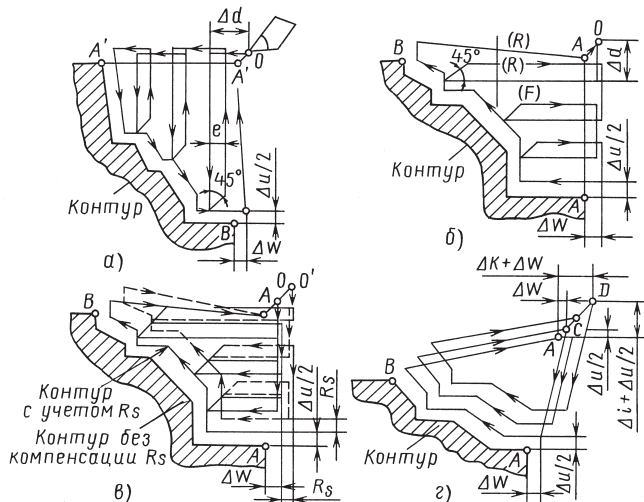


Рис. 8.22. Организация типовых технологических циклов для токарных станков, задаваемых с помощью параметров:

O — нулевая точка цикла; A — исходная точка чистового прохода; Δd — циклическая подача врезания; e — глубина резания при черновых проходах; Δu и Δw — припуски на чистовой ход (поперечный и продольный); Δi и Δk — эквидистантные смещения по поперечной и продольной осям; F — рабочая подача; R_s — радиус при вершине резца

- то же с черновыми проходами с траекториями, эквидистантными контуру обрабатываемой детали при последовательном смещении исходной точки из D в C , затем в A и т.д. (рис. 8.22, z).

Операции контурного фрезерования и шлифования, с точки зрения специфики их технологических циклов, принято классифицировать по количеству управляемых координатных осей станка с ЧПУ. Различают 2,5-, 3-, 4- и 5-координатную обработку.

При так называемой 2,5-координатной обработке плоскостей, перпендикулярных к оси инструмента, в процессе формообразования одновременно используются не более двух осей; по третьей оси осуществляются установочные перемещения для отводов и подводов инструмента.

Трехкоординатное управление станком с ЧПУ позволяет инструменту двигаться (в пределах рабочего диапазона перемещений) к любой точке пространства, обеспечивая объемную обработку детали. Пример 3D-формообразования сложной поверхности, обрабатываемой на фрезерном станке с ЧПУ, показан на рис. 8.23. Цикл фрезерования предназначен для обработки детали вдоль касательных линий к двум поверхностям, образованным сопряжением граничных патчей заданной поверхности и примыкающим к ним областям необработанной поверхности заготовки. Обрабатываемая деталь может быть представлена как поверхностной, так и твердотельной графической моделью.

Увеличение числа управляемых координат до четырех и пяти дает возможность изменять пространственную ориентацию оси инструмента, обеспечивая при обработке заготовки сохранение направления этой оси по нормали к обрабатываемой поверхности. Схемы 4D- и 5D-формообразования обычно используются в специальных многокоординатных фрезерных и шлифовальных станках с ЧПУ. Примеры фрезерной обработки сложных изделий на 5-координатных станках показаны на рис. 8.23.

Цикл 5-координатного фрезерования (рис. 8.23, a) обеспечивает чистовую обработку поверхностей детали зигзагообразным движением инструмента внутри замкнутых зон. Для реализации цикла на станке необходимы три линейных движения (оси X , Y и Z) в сочетании с двумя функционально связанными с ними поворотами A и B относительно двух этих осей — X и Y соответственно. Шаг по-

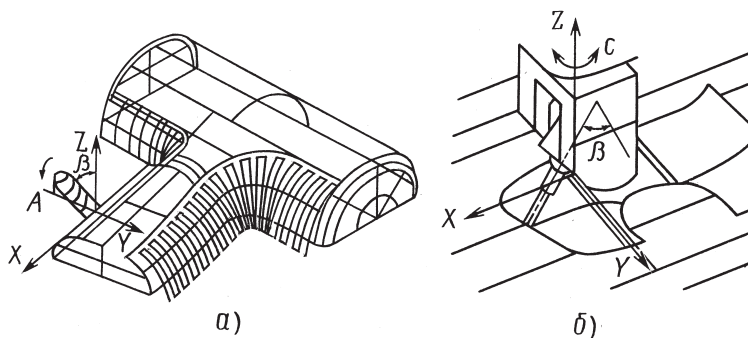


Рис. 8.23. Схемы 5-координатной фрезерной обработки сложных поверхностей: a — цикл многопроходного чистового фрезерования вдоль направляющих линий; b — контурная битангенциальная обработка пространственного сопряжения

дачи концевой фрезы рассчитывается по заданному предельному значению высоты микронеровностей (шероховатости) поверхности. Этот цикл создает оптимальные по критерию качества обработки траектории по сравнению с циклами обработки по параллельным плоскостям (см. рис. 8.21) или по эквидистантным, интерполируемым сплайнами поверхностям.

Цикл 5-координатной битангенциальной обработки контуров сложных пространственных деталей из листового материала концевой фрезой (рис. 8.23, б) предназначен для формирования сопряжений двух поверхностей: линейчатой поверхности, направляющей инструмент, и произвольной образующей поверхности, в которой инструмент должен ориентироваться по касательной линии. Для формообразования на станке необходимо создать 5 степеней подвижности: взаимосвязанные движения по трем декартовым осям X , Y и Z и два зависимые от них вращательные движения относительно оси Y (координата B) и оси Z (координата C). Цикл состоит из последовательности элементарных движений, обеспечивающих обработку сопряжений двух патчей поверхностей, внешней границы и патча либо вершины и патча. Изменение типа одного из сопрягаемых элементов приводит к перепрограммированию функции движения инструмента.

8.6. Программно-математическое обеспечение микропроцессорных систем ЧПУ

Программно-математическое обеспечение (ПМО) систем ЧПУ — это совокупность алгоритмов и программ, реализующих требуемые функции ЧПУ, с дополнительными аппаратными и программными средствами, которые необходимы для их разработки, отладки и тестирования. ПМО современных систем ЧПУ может реализовываться программно-аппаратными средствами. Большая часть функций осуществляется в микропроцессорных устройствах ЧПУ программными методами, т.е. посредством их программного обеспечения (ПроО). Однако часть функций ЧПУ (например, некоторые специальные виды интерполяции) можно исполнять аппаратными средствами, например микропрограммированием процессора.

Программное обеспечение УЧПУ можно подразделить на три составные части: системное, прикладное и инструментальное (рис. 8.24).

Системное ПроО реализует функции, общие для всех задач управления независимо от конкретного объекта. Одним из основных элементов этого ПроО яв-



Рис. 8.24. Общая структура программного обеспечения системы ЧПУ

ляется операционная система, обеспечивающая взаимодействие аппаратных средств с функциональными программами микропроцессорных устройств ЧПУ. Особенностью операционных систем УЧПУ является обеспечение управления объектами в реальном масштабе времени. Поэтому в УЧПУ используют *операционную систему реального времени* (ОСРВ).

Эта система предназначена для решения следующих основных задач: обеспечения планирования и управления выполнением всех функциональных программ; распределения и предоставления программных ресурсов и информационных данных различным пользователям; организации процедур обработки прерываний процессора со стороны внешних устройств; выполнения процедур процесса подготовки прикладных программ, используя различные языковые и технические отладочные средства, а также служебных программ.

Для исполнения поставленных задач в состав ОСРВ должны входить управляющие программы, называемые ядром ОСРВ, и обрабатывающие программы-утилиты. Основными функциями ядра ОСРВ являются: 1) управление задачами; 2) управление приоритетами выполнения задач; 3) обмен информацией между задачами; 4) динамическое распределение ресурса оперативного запоминающего устройства (ОЗУ) между пользователями; 5) запуск (инициирование) системы, т.е. установка всех ее начальных значений. *Задача* — это отдельный и независимый программный модуль, выполняющий определенную функцию или ее часть во взаимодействии с другими задачами на основе принципа приоритетности. Информация, которой задачи обмениваются между собой и с ядром ОСРВ, называется сообщением. Связь задач между собой с помощью сообщений осуществляется через обменники. Обменник — это область оперативной памяти, в которой ядро размещает список (очередь) задач, ожидающих сообщений, или список (очередь) сообщений для задачи. В ОСРВ имеются специальные обменники прерываний, которые служат для отправки и приема запросов на прерывание процессора. Таким образом, обработка операционной системой прерываний унифицирована с обработкой сообщений от других задач.

Планирование ядром ОСРВ задач основано на их приоритете. Ядро может, например, обеспечить 256 уровней приоритета: от нулевого — самого высокого до 255 — самого низкого. Высокие уровни приоритета соответствуют так называемым «быстрым» задачам (например, интерполяция и управление приводами подачи). Низкие уровни характерны для «медленных» процессов (например, подготовка данных в машинном масштабе времени). Решение таких задач процессором осуществляется обычно в фоновом режиме, т.е. в период, когда высокоприоритетные задачи не используют ресурсов системы. Для реализации функции планирования задач ядром требуется аппаратная поддержка с помощью синхронизирующего генератора системы, частота которого является важной характеристикой системы ЧПУ. Когда задача более высокого приоритета приостанавливает выполнение задачи низшего приоритета, ядро сохраняет всю необходимую информацию о приостановленной задаче и запрещает уровни прерывания, которые равны или находятся ниже обслуживаемого уровня. Системный задающий генератор вместе с таймером позволяет прерванной задаче ожидать сообщения в обменнике, пока не истечет определенный временной интервал в пределах такта T (рис. 8.25).

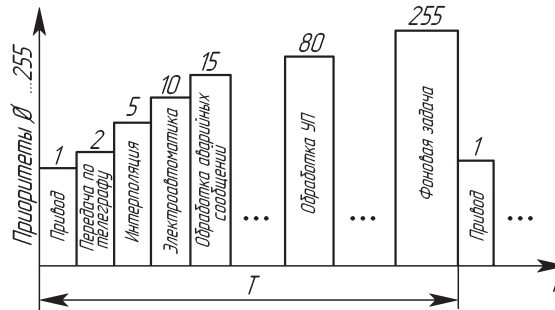


Рис. 8.25. Пример временной диаграммы выполнения задач ЧПУ под управлением ОСРВ

Длительность тактов позиционирования и интерполяции может изменяться в разных УЧПУ от 1 до 10 мс. Время выполнения цикла управления следящим приводом (в расчете на одну координатную ось) изменяется в диапазоне 5...40 мкс в зависимости от тактовой частоты процессора модуля цифрового регулирования скорости электродвигателя. Ядро ОСРВ посылает прерванной задаче сообщение об освобождении ресурса процессора и переводит ее из состояния готовности в режим выполнения. Моменты обращения к ядру ОСРВ задаются, таким образом, самими задачами при передаче и ожидании сообщений. Для этого каждая задача определяется ее статическим описателем, который хранится в постоянном запоминающем устройстве (ПЗУ). В целях оперативного перераспределения ресурса процессора ядро ОСРВ может строить так называемый динамический описатель задачи, который записывается в ОЗУ и позволяет включать данную задачу в различные списки системы. Если задача должна выполняться через определенные промежутки времени, то она строится как циклическая программа, у которой в начале или конце цикла ставится специальный оператор временной задержки.

Процедуры ядра ОСРВ, которые служат для создания, обслуживания или уничтожения задач, сообщений, обменников и приоритетов, представляют собой стандартные обрабатывающие программы — утилиты, обычно вводимые вместе с адресами описателей задач в машинных кодах в ПЗУ.

Прикладное (пользовательское) ПрО строится на базе системного и подразделяется на две части: функциональную и технологическую. *Функциональное* ПрО разрабатывают для конкретного станка или ГПМ. В него входят программы режимов работы устройства ЧПУ, циклов электроавтоматики, контрольно-измерительных и диагностических операций, процедур задания и ввода исходных данных, вывода конкретной информации на экран дисплея и других функций систем ЧПУ.

Технологическое ПрО включает в себя программы и подпрограммы для типовых циклов обработки, общих для различных моделей станков данной группы (например, токарных, фрезерных и т.д.). Эта часть ПрО характеризует технологические возможности систем ЧПУ различных исполнений. Вспомогательным признаком для оценки технологического ПрО является вид алгоритма, обеспечивающего процесс формообразования на станке с ЧПУ.

Инструментальное, или внешнее, ПрО применяют на стадии разработки про-

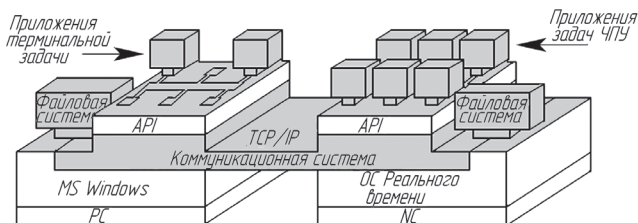


Рис. 8.26. Модель построения модульного программного обеспечения системы ЧПУ класса PCNC

граммных средств систем ЧПУ, а также для их развития в процессе эксплуатации. В состав инструментальных средств систем ЧПУ входят программы трансляторов с универсальных языков высокого уровня (Visual Basic, C, PL/M, Pascal и др.), а также программы общего назначения в среде Microsoft (текстовые редакторы, управление базами данных, формирование документации, работа с дисками памяти и т. д.). Отладочные средства систем ЧПУ, которые строятся на базе персональных компьютеров, имеют программы имитационного моделирования процессов и объектов управления, эмуляции (моделирование работы) операционной системы УЧПУ, графического представления информации, обучения персонала (технологов-программистов, операторов и наладчиков).

В системах ЧПУ нового поколения принято выделять системную платформу персонального компьютера (ПК или РС) и прикладную компоненту ЧПУ (NC). В системную платформу ЧПУ входят аппаратная часть ПК, операционная система и средства поддержания межмодульных коммуникаций (рис. 8.26).

На базе ПК выполняются терминальные задачи и, прежде всего, реализуется человекомашинный интерфейс. В качестве операционной системы в ПК обычно используют MS Windows NT. Главными функциями этой ОС являются: управление режимами работы системы ЧПУ, каждый из которых формирует соответствующее задание для прикладной компоненты ЧПУ; организация работы с программными файлами и их архивирование; создание многооконного диалогового мониторинга всех управляемых процессов, являющегося удобным графическим средством для разработки прикладного интерфейса различных пользователей; управление базами данных; предоставление инструментальных средств автоматизированной подготовки и тестирования управляющих программ для станков с ЧПУ.

Для реализации функций ЧПУ используется отдельный процессорный блок, работающий в режиме «жесткого» реального времени. В качестве операционной системы здесь обычно используется UNIX или другие ОСРВ.

Функции ЧПУ могут выполняться и общим ПК в однокомпьютерном варианте построения системы ЧПУ с дополнительными программными приложениями для логических задач и цифрового регулирования скорости электродвигателей и расширением возможностей работы операционной системы Windows NT в реальном времени на уровне контроллеров ввода-вывода данных.

Для модульного построения прикладных программ можно использовать три уровня декомпозиции. Первый уровень предусматривает выделение отдельных задач управления: геометрических, обеспечивающих движения формообразования станка (Motion Control); технологических с функциями адаптации к из-

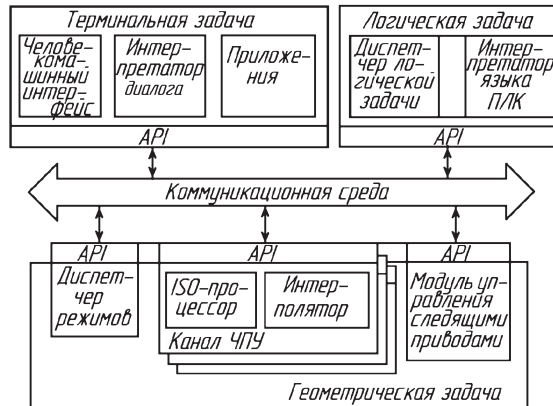


Рис. 8.27. Выделение программных модулей в структуре функциональных задач системы ЧПУ

меняющимся внешним условиям (Adaptive Control); логических, связанных с функциями автоматики (Logic Control); терминальных, прежде всего выполняющих функции человекомашинного интерфейса (Human-Machine Control). Этот принцип анализа был использован для обоснования необходимости построения многоуровневой структуры микропроцессорных систем ЧПУ.

Следующий уровень декомпозиции ПрО систем ЧПУ связан с выделением функциональных программных модулей в составе основных задач управления (рис. 8.27).

Геометрическая задача управления должна включать в себя следующие программные модули: диспетчер режимов (Manager); интерпретатор входного языка записи управляющих программ (ISO-Processor); интерполятор (Interpolator); модуль управления следящими приводами (Axes Control) и др. В составе терминальной задачи можно выделить модули человекомашинного интерфейса (HMI), интерпретатор диалога (Dialog Interpreter) и программные приложения (например, система САПР-АСТПП или CAD-CAM). Логическая задача содержит, по крайней мере, два программных модуля: диспетчер логической задачи (Logic Manager) и интерпретатор языка программирования ПЛК (PLC Interpreter).

Третий уровень декомпозиции прикладных программ ЧПУ предусматривает выделение отдельных блоков в составе программных модулей. Блоки программ не имеют внешних интерфейсов (API) и поэтому непосредственно недоступны средствам коммуникационной среды системы УЧПУ. Взаимодействие блоков в составе программного модуля осуществляется по внутренней (локальной) программной шине этого модуля. В качестве примера рассмотрим декомпозицию модуля интерполятора канала УЧПУ. В составе этого модуля существуют следующие программные блоки: диспетчер интерполяции; функция предварительного просмотра (Look Ahead) записей управляющей программы; программа подготовки исходных данных; программное управление разгоном и торможением; программы для различных видов интерполяционных расчетов (линейной, круговой, винтовой, сплайновой интерполяции); программы расчета эквидистантных траекторий и др.

Рассмотрим некоторые алгоритмы решения геометрических задач ЧПУ, реализуемые модулями ПрО прикладного уровня. Программный модуль *управления режимами работы* устройства ЧПУ строится из блоков по иерархическому принципу, т.е. каждый режим состоит из нескольких подрежимов, вызываемых нажатием соответствующих клавиш на пульте оператора. После отработки заданного подрежима возможны разные переходы: к другим подрежимам или к режимам со своими списками подрежимов. В системе ЧПУ каждому из них соответствует отдельная подпрограмма, имеющая свой ввод и вывод.

В блоке *подготовки* модуля канала ЧПУ формируются фразы управляющей программы (УП) для ввода в систему ЧПУ заданных в них технологических и геометрических данных, относящихся к законченным по смыслу фрагментам процесса обработки на станке. УП вводится в буквенно-цифровом коде и хранится в ППЗУ в «упакованном» виде, т.е. с уплотненной формой записи. Задачу «упаковки» кадра записи УП решает специальная подпрограмма, которая преобразует исходный текст в формате записи на языке ISO во внутренний код системы. Информация кодируется с помощью специальных методов цифровой записи буквенных адресов, ключевых слов, десятичных чисел и других символов.

В блоке подготовки УП выполняется декодирование информации и передача ее в оперативную память в виде сообщения о подготовленной для исполнения команды. Работа данного алгоритма происходит циклически в фоновом режиме по отношению к отработке команд другими программными модулями: позиционирования, интерполяции, управления приводами и т.д. В процессе подготовки УП контролируется правильность задания информации в кадре. Ошибки в УП диагностируются модулем обработки аварийных сообщений.

При обработке сложных контуров деталей модуль управления движениями должен формировать программные кадры N_i с очень маленькими перемещениями. Траектория движения инструмента на обрабатываемой поверхности представляет собой кусочно-ломаную линию, приближающуюся к теоретическому контуру поверхности с заданной точностью. Чтобы перейти на следующий отрезок этой линии, рабочий орган станка должен сначала остановиться, исключая «перебег» конечной точки интерполируемого участка. Поэтому станок постоянно работает в режиме разгона-торможения и при малой длине отрезков (не более 10 мкм для достижения точности трехмерной поверхности, соответствующей качеству IT8) не успевает выходить на заданную скорость подачи F , что существенно снижает его реальную производительность (рис. 8.28) (в данной

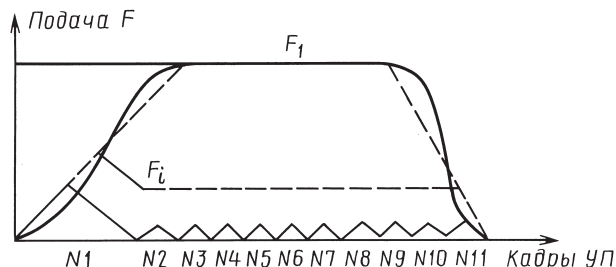


Рис. 8.28. Управление скоростью подачи для последовательности малых перемещений при использовании функции предварительного просмотра кадров программы

главе обозначения скорости резания и подачи приняты в соответствии с символами ISO).

Чтобы преодолеть этот недостаток, нужно заменить полный останов движения его торможением до некоторой скорости F_i , при которой отклонение реальной траектории от запланированной не превышает заданного допуска. Для этого требуется информация о последующих перемещениях инструмента. Поэтому контроллер управления движением системы ЧПУ принимает к исполнению от центрального ПК пакет предварительно подготовленных и сохраненных в буферной памяти кадров УП, описывающих отдельные последовательные отрезки программируемой траектории движения инструмента, предварительно просматривает его и на основе полученной информации рассчитывает текущую скорость подачи и управляет приводами.

С помощью программного блока «Предпросмотр» (Look Ahead) через определенное число кадров, задаваемое параметрами настройки, достигается оптимальная скорость подачи F_1 . Число хранящихся в буферной памяти кадров УП — не менее 100 (задается в параметрах системы).

Расчет участков разгона-торможения производится из условия отсутствия превышения максимального ускорения в системе станка. Разгон и торможение могут выполняться как по оптимальной кривой, соответствующей трапецеидальному изменению ускорения, так и по линейному закону (показан штриховой линией). В результате при отработке управляющей программой сложной траектории, представленной множеством «коротких» кадров, полного торможения в конце отдельного кадра с записью перемещения на отрезках траектории не происходит, а скорость движения инструмента относительно заготовки стремится к заданному значению подачи F_1 . В процессе отработки траектории контроллер управления движением постоянно посылает в центральный ПК информацию о реальном положении узлов станка.

Модуль интерполяции выполняет подготовку задания для модуля управления приводами подачи. При этом обеспечиваются линейный и круговой законы перемещений в промежутке между двумя опорными точками, заданными их координатами. Кроме того, возможна линейная зависимость между вращательным и линейным движениями, необходимая, в частности, для управления процессом нарезания резьбы резцом на токарном станке. Указанные зависимости могут быть обеспечены для управления перемещениями в любой координатной плоскости, а линейный закон движения — также в 3-координатном пространстве.

Для работы модуля интерполяции необходимы сообщения, получаемые от модуля подготовки УП. Эти сообщения содержат задание на программируемое перемещение (тип интерполяции, значения координат опорных точек на траектории движения, радиус дуги окружности, скорость подачи и т.д.). В процессе интерполяции могут формироваться сигналы об ошибках, поступающие в модуль обработки аварийных сообщений (например, сигналы о превышении предельных координат, ограничивающих зону рабочих перемещений, о недопустимом рассогласовании в контуре регулирования скорости подачи).

Таким образом, задачи модуля интерполяции обеспечивают процесс формирования и работают в реальном масштабе времени, реализуя непосредственную выдачу последовательности сигналов для управления скоростью

подачи по каждой координатной оси. Поэтому главными критериями выбора алгоритма интерполяции являются максимальное быстродействие и точность расчета координатных перемещений в пространстве и времени.

Среди множества методов интерполяции наиболее известны два: метод цифровых дифференциальных анализаторов (ЦДА) и метод оценочных функций (ОФ). Метод ЦДА заключается в интегрировании дифференциальных уравнений, описывающих типовые участки траектории. В микропроцессорных УЧПУ интегрирование производится численными методами решения дифференциальных уравнений. Наиболее распространен метод Эйлера, который основан на разложении функции $Y(X)$, описывающей траекторию перемещения (которая рассматривается для простоты в плоскости) в ряд Тейлора с отбрасыванием старших степеней разложения:

$$Y(X_0 + h_x) = Y_0 + h_x dY(X_0)/dX, \quad (8.1)$$

где h_x — шаг интерполяции, т.е. приращение аргумента за один цикл вычисления; $Y(X)$ — интерполируемая функция в явном виде; X_0, Y_0 — начальная точка траектории, причем $Y_0 = Y(X_0)$.

После перехода к параметрическому заданию функции $Y(X)$: $X = X(t)$, $Y = Y(t)$ и замены $X' = dX/dt \rightarrow \Delta X/T$, $Y' = dY/dt \rightarrow \Delta Y/T$, где T — время цикла расчета на одном шаге интерполяции, уравнение (8.1) в случае интерполяции отрезка прямой сводится к разностным уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} X_{i+1} &= X_i + h_x; \\ Y_{i+1} &= Y_i + h_y, \end{aligned} \right\} \quad (8.2)$$

где $i = 0, 1, 2, \dots$ — порядковый номер цикла расчета; $h_x = FT\Delta X/\delta L$ — шаг интерполяции по оси X ; F — скорость движения по траектории; T — длительность такта интерполяции; ΔX — изменение координаты X на всей длине отрезка прямой; δ — дискретность задания перемещения; аналогично $h_y = FT\Delta Y/\delta L$ — шаг интерполяции по оси Y ; длина отрезка прямой $\delta L = \sqrt{\Delta X^2 + \Delta Y^2}$; ΔY — приращение координаты Y на всей длине отрезка.

Разностные уравнения при интерполяции дуги окружности в интервале между начальной и конечной точками (рис. 8.29,а) имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} X_i &= X_{i-1} \pm h_\phi Y_{i-1}; \\ Y_i &= Y_{i-1} \pm h_\phi X_{i-1}, \end{aligned} \right\} \quad (8.3)$$

где $h_\phi = VT/R$ — угловой шаг интерполяции, характеризующий угол поворота интерполирующей точки за цикл T ; R — радиус окружности, который находится из соотношения $R = \sqrt{X_c^2 + Y_c^2}$; X_c и Y_c — координаты центра окружности, заданные по отношению к начальной точке (X_0, Y_0) , интерполируемой круговой траектории.

В ЧПУ обычно используют модифицированный метод ЦДА — метод ломаных линий, также показанный на рис. 8.29, а, который отличается низкими значениями ошибок. Например, вычисление методом ломаных линий координат точек дуги окружности может быть выполнено на основе системы уравнений

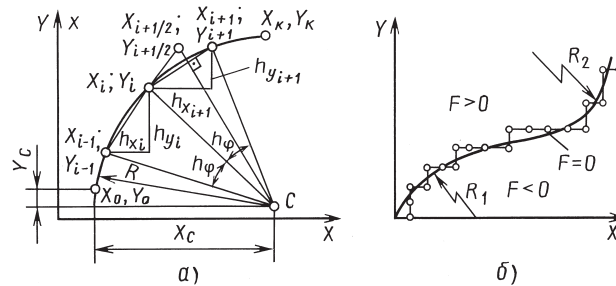


Рис. 8.29. Круговая интерполяция участков траектории:
а — методом ЦДА, б — методом ОФ

$$\left. \begin{aligned} X_{i+1} &= X_i + h_{\varphi} Y_{i+1/2}; \\ Y_{i+1} &= Y_i - h_{\varphi} X_{i+1/2}, \end{aligned} \right\} \quad (8.4)$$

где

$$\begin{aligned} X_{i+1/2} &= X_i + h_{xi}/2; \\ Y_{i+1/2} &= Y_i + h_{yi}/2; \\ h_{xi} &= X_i - X_{i-1}; \\ h_{yi} &= Y_i - Y_{i-1}. \end{aligned}$$

Однако использование метода ЦДА при интерполяции более сложных кривых — параболы, эллипса — приводит к значительным вычислительным трудностям, связанным с извлечением квадратного корня и нахождением производных в реальном времени.

Метод ОФ заключается в том, что переход от точки к точке интерполируемой кривой $Y = Y(X)$, т.е. выбор направления и величины шага h , обусловлен знаком так называемой оценочной функции F в виде левой части уравнения этой кривой, заданной в неявном виде:

$$F = f(X, Y, p_1, p_2, \dots, p_n), \quad (8.5)$$

где $p_1, \dots, p_n$ — параметры функции f .

Например, для интерполяции прямой линии и дуги окружности радиуса R в плоскости XOY (рис. 8.29, б) используют следующие оценочные функции:

$$\left. \begin{aligned} F &= Ax + By + C; \\ F &= X^2 + Y^2 - R^2, \end{aligned} \right\} \quad (8.6)$$

где A, B, C и R — параметры функций.

При работе по методу ОФ поддерживается значение F , близкое к нулю, за счет отработки очередного шага в направлении той оси, движение по которой уменьшает значение такой функции. В этом случае исходная кривая заменяется ломаной линией, состоящей из отрезков (шагов), параллельных осям или направленных диагонально. Метод ОФ прост для реализации программными сред-

ствами и обладает высокой точностью задания траектории, но неизбежно вызывает колебание контурной скорости. Поэтому в УЧПУ используют модифицированные кодовые методы ОФ для задачи линейно-круговой интерполяции.

Одновременно с решением задачи интерполяции в ПрО ЧПУ появляется необходимость расчета эквидистантных контуров. Эквидистантой называется равноотстоящая по отношению к исходному контуру кривая, которая задает траекторию движения центра инструмента, имеющего конечные размеры. Переход от текущих координат X, Y исходного контура, рассчитываемых интерполятором, к координатам X_3 и Y_3 эквидистанты (рис. 8.30) может быть осуществлен (например, для окружности) по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} X_3 &= X \pm r \sin \alpha; \\ Y_3 &= Y \pm r \cos \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (8.7)$$

где r — радиус инструмента (расстояние по нормали до эквидистантного контура); α — угол наклона касательной в расчетной точке (i) на исходном контуре;. Угол α находится из соотношения $\alpha = \alpha_0 \pm \varphi$, где α_0 определяется координатами центра окружности X_c, Y_c , а φ является накопленной суммой угловых шагов интерполяции (h_φ) при движении к данной точке.

Задача поддержания постоянства контурной скорости заключается в функциональном изменении координатных составляющих вектора скорости подачи F в соответствии с видом интерполируемого исходного контура и учетом размера радиуса r инструмента. Например, для окружности координатные составляющие скорости подачи F_x и F_y на траектории центра инструмента, эквидистантной к обрабатываемому контуру детали, находится из следующих соотношений:

$$\left. \begin{aligned} F_x &= (F \pm h_\varphi r/T) \cos \alpha; \\ F_y &= (F \pm h_\varphi r/T) \sin \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (8.8)$$

где h_φ — угловой шаг интерполяции; T — длительность такта интерполяционного расчета, определяемого частотой задающего генератора ОСРВ.

Нетрудно заметить, что последовательности операций расчета по формулам (8.3), (8.7) и (8.8) аналогичны. Поэтому целесообразно для вычислений эквидистанты и составляющих контурной скорости использовать алгоритмы интерполяции, описанные выше, дополнительно вводя (в виде задания) соответствующие начальные условия. При этом действие алгоритмов распространяется не только на плоские, но и на пространственные кривые.

Обработка на станках с ЧПУ деталей с произвольными геометрическими формами (например, штампов, пресс-форм или фасонных инструментов) требует применения более сложных (по сравнению с линейно-круговыми) методов

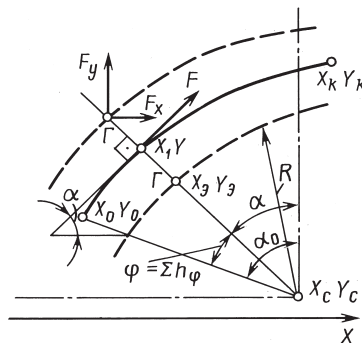


Рис. 8.30. Схема расчета координат траекторий, эквидистантных к заданному контуру

интерполяции. При этом широко используются лекальные кривые, построенные с помощью сплайн-функций разного порядка. Существуют разные методы интерполяции сплайнов, например с помощью кубических или *B*-сплайн-функций.

Функция $Q(u)$ называется кубическим сплайном, если:

- задан упорядоченный набор из $n + 1$ узлов $u_0, \dots, u_n$ и соответствующие им опорные точки $S_0, \dots, S_n$;
- на каждом интервале (u_k, u_{k+1}) для $k = 0, 1, \dots, n$ функция $Q(u)$ является кубическим полиномом:

$$f_k(u) = A_k(u - u_k)^3 + B_k(u - u_k)^2 + C_k(u - u_k) + D_k; \quad (8.9)$$

- в узлах $u_0, \dots, u_n$ функция принимает заданные значения $S_0, \dots, S_n$:

$$Q(u_k) = S_k, \quad k = 0, \dots, n; \quad (8.10)$$

- на всем интервале, включая и узлы, $Q(u)$ должна быть дважды непрерывно дифференцируемой, т. е.

$$\left. \begin{aligned} f'_k(u_{k+1}) &= f'_{k+1}(u_{k+1}); \\ f''_k(u_{k+1}) &= f''_{k+1}(u_{k+1}); \end{aligned} \right\} \quad (8.11)$$

- заданы значения первых производных в граничных точках u_0 и u_n или значения первых двух производных в начальной точке u_0 .

Преимуществом кубических сплайнов является простота описания кривой заданием сплайн-функции в опорных точках и значений первых производных в граничных позициях. К недостаткам интерполяции кривой методом кубических сплайнов следует отнести необходимость дополнительного задания $n - 1$ значений производных функции $f_k(u)$.

Задачей интерполяции кривых методом Безье и *B*-сплайнов является нахождение характеристической ломаной линии — дескриптора, который однозначно определяет заданную линию. При этом метод интерполяции произвольных линий методом *B*-сплайнов является наиболее универсальным, поскольку обладает следующими положительными свойствами:

- кривая определяется линейной комбинацией сплайн-функций, коэффициентами которой становятся координаты опорных точек $P_i = (P_x, P_y, P_z)$;
- кривая является кусочно-полиномиальной, локальные изменения опорных точек которой не приводят к модификации всей формы кривой;
- кривая находится внутри выпуклой поверхности (оболочки);
- кривая может содержать прямолинейные отрезки и дуги окружности.

Для построения кривых методом *B*-сплайнов необходимо иметь зависимость между опорными точками кривой S_i , вершинами ломаной характеристической линии P_i и узлами u_i . Если через $p_i = u$ обозначить известные значения параметра из интервала (u_0, u_n) , которые оказывают максимальное влияние на форму кривой, а через S_i — соответствующие опорные точки кривой, то можно записать следующую зависимость в матричной форме:

$$(S_i) = [Q(p_i)] = [U^T(p_i)]P_i, \quad (8.12)$$

где $Q(p_i)$ — *B*-сплайн-функция; $U = (u_0, \dots, u_n)$ — множество узлов; T — оператор транспонирования матрицы (U).

Для интерполяции кривой методом B -сплайнов требуется установить соответствие между вершинами характеристической кривой P_i и значениями параметров p_i , от которых зависит форма кривой. Получить решение в виде искомой зависимости для характеристической линии можно из зависимости (8.12)

$$P_i = \sum_{i=0}^n S_i N_{i,k}^{-1}(p_i), \quad (8.13)$$

где $N_{i,k}(p_i)$ — нормализованная B -сплайн-функция, которая определяется выражением

$$N_{i,k}(u) = \frac{u-i}{k-1} N_{i,k-1}(u) + \frac{i+k-u}{k-1} N_{i+1,k-1}(u) \quad \text{после подстановки } p_i = u, \quad (8.14)$$

где значения параметров p_i определяют качество интерполяционной кривой, т.е. степень ее отклонения от аналитически заданной.

Поверхность, построенная методом Безье, определяется множеством вспомогательных точек $m \times n$, которые образуют характеристическую сетку координатных линий U и V (см. рис. 8.20). Если каждая из этих линий определяется B -сплайном, порядок которого соответствует числу опорных точек в данном направлении, то поверхность можно описать следующим уравнением:

$$Q(U, V) = \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^m N_{i,k}(U) P_{i,j} N_{j,l}(V), \quad (8.15)$$

где k и l — порядок B -сплайн-кривой в направлении U и V соответственно.

Универсальным методом описания двумерных кривых и гладких поверхностей в трехмерном пространстве является NURBS (Non-Uniform Rational B-Spline) — интерполяция посредством неоднородных рациональных B -сплайнов. Здесь определение «неоднородный» означает, что различные элементы объектов моделирования (прямые линии, кривые разных видов или поверхности) обладают неодинаковыми свойствами, определяемыми весовыми коэффициентами w , значения которых зависят от вида этих элементов. «Рациональный» означает, что объект моделирования может быть описан с помощью математических формул. B -сплайном здесь определяется любая гладкая кривая, определенная в трехмерном пространстве, нормаль к которой имеет произвольное направление, т.е. она может искривляться в любом направлении.

Большинство современных САПР и систем компьютерной графики имеют инструменты моделирования сложных поверхностей с использованием NURBS-интерполяции. В последние годы этот метод интерполяции поддерживают и компьютерные системы ЧПУ, в которых NURBS-интерполяция стала универсальным системным средством управления многокоординатными движениями независимо от способа задания исходных данных: командами линейной, круговой, винтовой, эвольвентной или сплайновой интерполяции.

Модуль управления приводами подачи обеспечивает вычисление величины установки скорости (H_v), выдаваемой процессором на вход цифро-аналогового

преобразователя (ЦАП) контроллера следящего привода. Величина установки скорости подачи определяется из соотношения

$$H_v = (\Delta X \pm KX) K_v, \quad (8.16)$$

где ΔX — текущая ошибка положения, т.е. рассогласование в следящей системе регулирования, отнесенное к дискретности программирования; KX — коррекция ошибки положения, зависящая от типа привода и зоны, в которой находятся ее предельные значения (задается параметрами настройки станка); K_v — коэффициент усиления (добротность) регулирования привода по скорости.

Исходными данными для вычисления установки H_v являются величины путевого задания X_z и фактического положения X_ϕ для каждой координаты, определяющие ошибку:

$$\Delta X = \sum_{j=0}^n (X_{zi} - X_{\phi i}), \quad (8.17)$$

где n — число тактов вычисления рассогласования процессором.

Для возможности одновременного управления несколькими приводами подачи работа рассматриваемого выше алгоритма должна быть организована в виде последовательного многопроходного цикла. Количество одновременно управляемых координат зависит от быстродействия процессора, емкости его ОЗУ и ППЗУ.

Модуль управления главным приводом обеспечивает установку скорости H_s , задаваемой на входе ЦАП контроллера привода и определяемой из соотношения

$$H_s = K_i (S \pm KS), \quad (8.18)$$

где K_i — коэффициент, зависящий от включенной i -й ступени механической коробки передач (определяется параметрами станка); S — численное значение частоты вращения шпинделя; KS — коррекция частоты вращения шпинделя, задаваемая, например, на пульте оператора.

Кроме того, данный программный модуль реализует режим управления главным приводом с постоянной скоростью резания, определяемый соотношением

$$S = v_p / 2\pi R, \quad (8.19)$$

где v_p — заданная скорость резания; R — радиус обрабатываемой поверхности (при токарной обработке) или радиус инструмента (при расточных операциях план-суппортной головкой с радиальным перемещением резца).

Управление электроавтоматикой (ЭА) станка выполняется с помощью программного модуля диспетчера ЭА. Чтобы понять задачи модуля диспетчера ЭА, необходимо ознакомиться с общими принципами программного управления автоматикой станков и станочных комплексов. Характерным является то, что функции автоматики таких объектов имеют многоуровневый циклический вид. Все сложные циклические процессы, выполняемые в станках с ЧПУ (например, автоматическая смена инструмента, загрузка и разгрузка, переключение передач коробки скоростей и другие), можно представить в виде автоматических или наладочных циклов, их этапов (операций) и элементарных действий (шагов).

Цикл — это последовательность действий в соответствии с командой управления, вводимой посредством управляющей программы или задаваемой вручную на пульте оператора. Сложный цикл состоит из последовательности операций, а простой — из одной операции. *Операция* — последовательность действий отдельного функционального устройства по команде управления. Сложной операции соответствует последовательность *шагов* — элементарных действий исполнительного устройства. Часто исполнительное устройство станка с ЧПУ выполняет два шага: включение-отключение, зажим-разжим, движение вперед-назад и т.п. Завершение шага фиксируется либо соответствующим датчиком (чаще всего путевым выключателем), либо сигналом таймера об окончании требуемой выдержки времени. Каждый последующий шаг некоторой сложной операции начинается, таким образом, по сигналу об окончании предыдущего.

В автоматическом режиме последующая операция некоторого сложного цикла инициируется предшествующими по определенным логическим правилам; в наладочном режиме связь между последовательностью шагов или операций определяется самим оператором. Циклы или операции называются *жесткими*, если порядок их выполнения не изменяется. *Разветвленными* циклами, или операциями, называются такие, в которых порядок их выполнения зависит от некоторых условий (например, внутренних состояний объекта или дополнительных команд, полученных извне).

При программной реализации задач цикловой автоматики в станках с ЧПУ функциональное ПрО должно иметь несколько иерархических уровней для передачи и обработки дискретной информации, которые можно представить схемой на рис. 8.31.

В системе циркулируют два потока информации, обозначенные стрелками: команды управления (*Z*) объектом в наладочном (*A*) и автоматическом (*M*) циклах; осведомительные сигналы *X* о текущем состоянии этапов отработки циклических процессов.

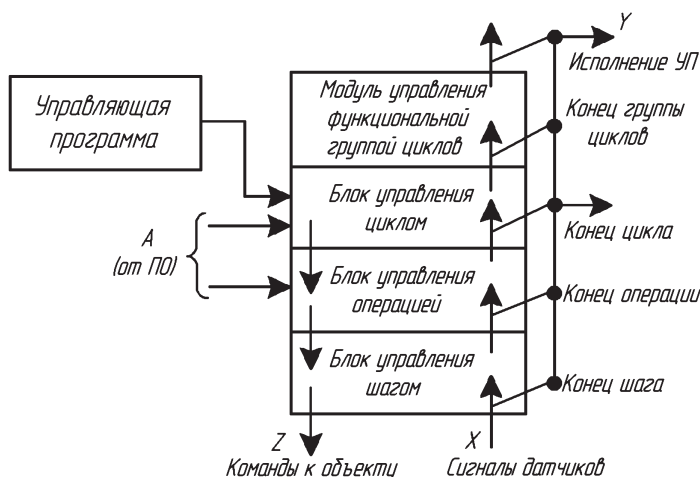


Рис. 8.31. Структура функционального ПрО для управления электроавтоматикой станков с ЧПУ

Команды M управляющей программы инициируют необходимые циклы операций. При этом команда M запуска какого-либо сложного цикла преобразуется в систему в последовательность команд Z запуска операций. В свою очередь команда запуска операции преобразуется в последовательность команд подключения отдельных шагов, а они — в управляющие воздействия на исполнительные устройства станка. В составе операции каждый последующий шаг отрабатывается по сигналу X об окончании предыдущего шага. Сигнал завершения последнего шага операции вызывает обработку очередной операции сложного цикла. Сигнал о завершении последней операции цикла свидетельствует об окончании выполнения команды M .

Из сигналов отработки группы циклов, задаваемых несколькими командами с адресом M , формируется сигнал завершения работы данного функционального блока, а из сигналов исполнения всех таких блоков — команда Y подтверждения выполнения функций автоматики, заданных в управляющей программе. Не все уровни иерархии Про ЭА обязательно должны быть задействованы в каждом конкретном случае управления циклами станка.

При разработке конкретного алгоритма управления объектом необходимо учитывать его собственную структуру. Удобной моделью для структурного описания объекта и алгоритма его циклового программного управления является *ориентированный граф*. Рассмотрим пример построения ориентированного графа, описывающего алгоритм управления для механизма загрузки-разгрузки станка с ЧПУ, схема которого приведена на рис. 8.32, а.

Построение графа управления подчиняется ряду формальных правил. Конфигурация этого графа такая же, как и у исходного ориентированного графа состояний объекта управления. Построение графа состояний (рис. 8.32, б) производится в следующем порядке:

1) определяется число состояний объекта; в данном примере их три ($X1$ — поршень в левом положении, $X2$ — в правом и $\bar{X1} \cdot \bar{X2}$ — в промежуточном поло-

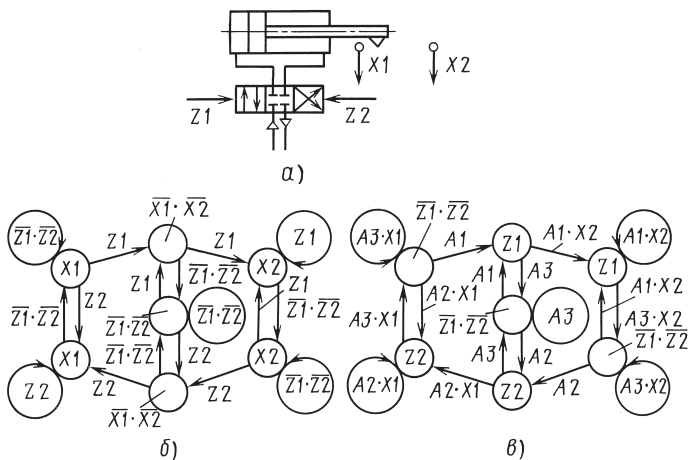


Рис. 8.32. Пример построения графической модели циклового управления объектом: а — гидравлическая схема механизма загрузки станка; б — исходный граф состояний механизма; в — граф алгоритма управления

жении, т.е. в $HE\ X1$ и $HE\ X2$); граф состояний соответственно имеет три вершины, переходы между которыми осуществляются в зависимости от управляющего сигнала $Z1$ или $Z2$;

2) определяются дополнительные внутренние состояния, увеличивающие число вершин графа; в данном примере поршень может удерживаться в левом положении под действием сигнала $Z2$ или при отсутствии всяких сигналов, т.е. при $\overline{Z1} \cdot \overline{Z2}$ ($HE\ X1$ и $HE\ X2$), поэтому в графе должно быть два состояния $X1$ и по аналогии — два состояния $X2$, а также три промежуточных состояния $\overline{X1} \cdot \overline{X2}$ (при движении вправо, влево и в неподвижном состоянии, когда $Z1$ и $Z2$ сняты);

3) обозначаются сигналы переходов из состояния в состояние посредством соединения вершин графа дугами.

Для построения графа управления (рис. 8.32, в) вершины исходного графа отмечают выходными сигналами ZK , где K — номер сигнала управления (в данном примере — это $Z1$, $Z2$ и $\overline{Z1} \cdot \overline{Z2}$, которыми в графе на рис. 8.32, б были отмечены входящие в вершины дуги). Входящей же в каждую вершину дуге на графе управления присваивают символ $A1$, где 1 — номер управляющего сигнала, поступающего от пульта оператора (в данном примере их три — $A1$ («Зажим»), $A2$ («Разжим») и $A3 = \overline{A1} \cdot \overline{A2}$). С сигналом $A1$ посредством логического умножения (операции $И$) объединяют осведомительные сигналы XG , где G — номер сигнала датчика (в данном примере их два — $X1$ и $X2$, в исходном графе состояния они характеризовали данную вершину).

Таким образом, граф управления на рис. 8.32, в может быть получен формальным преобразованием графа состояний объекта на рис. 8.32, б.

Подобным образом могут быть построены графы управления сложными циклами, группами циклов, а также графы функциональных алгоритмов управления всей электроавтоматикой станка с ЧПУ как в автоматическом, так и в наладочном режиме. После описания данных алгоритмов в виде многоуровневой структуры, состоящей из ориентированных графов, можно переходить к программной реализации этих алгоритмов. Для этого граф управления рассматривают как схему преобразования словаря специализированного языка для описания логических и временных преобразований входных воздействий $A1$ и XG , которые записаны на дугах графа (рис. 8.32, б), в словарь машинного языка, описывающего комбинации выходных управляющих воздействий ZK , приписанных вершинам этого графа.

Преобразование фраз входного языка (типа «Ярус») в объектный код выходного языка в соответствии с алгоритмом, представляемым в виде ориентированного графа управления, является основной функцией программного модуля диспетчера ЭА. Таким образом, прикладное Про для управления электроавтоматикой технологического оборудования с ЧПУ строится по принципу интерпретатора входного языка высокого уровня для программирования ПЛК (см. п. 8.3).

Рассмотренные алгоритмы решения прикладных задач ЧПУ не охватывают всего их многообразия. Поэтому при выборе системы ЧПУ следует анализировать полный состав их функций, используя каталоги фирм-разработчиков и поставщиков этих систем.

8.7. Языки технологического программирования станков с ЧПУ

Язык программирования — это допустимое множество всех предложений (фраз), которые могут быть составлены из слов (команд) и символов некоторого основного словаря. К проблемно-ориентированным относятся языки описания конкретных задач пользователя — функциональных, технологических или диагностических. Языки функционального программирования РС-контроллеров, используемых в АСУТП гибких производственных систем, рассмотрены в п. 8.3. Аналогичные языки применяются и для программирования функций электроавтоматики станков с ЧПУ.

Особенностью систем ЧПУ является использование языков программирования технологических задач разного уровня. К языкам программирования «низкого» уровня относятся автокоды, в которых каждый оператор (команда управления) однозначно интерпретируется системой ЧПУ, т.е. соответствует определенным машинным командам процессора. Языком технологического программирования «низкого» уровня обычно называют стандартный код записи управляющих программ, который соответствует рекомендациям ISO 6983 и ГОСТ 20999—83.

При разработке стандартных технологических циклов и подпрограмм используются языки программирования «высокого» уровня, в которых каждый оператор является макроописанием процедуры, выполнение которой требует нескольких машинных команд. Кроме того, для таких языков характерно использование разного вида функциональных операторов, выполняющих программные преобразования общих (глобальных) и внутренних (локальных) переменных при заданных для конкретных технологических задач численных параметрах.

Управляющая программа (УП) — это совокупность команд на языке программирования задач ЧПУ, соответствующая заданному технологическому алгоритму процесса обработки на станке конкретной заготовки.

Запись УП для станков с ЧПУ обычно осуществляется на стандартном входном языке — коде ISO. Управляющую программу можно хранить в памяти ЧПУ или записать на программоноситель (Flash-память, дискету, магнитную кассету). Запись осуществляется 8-разрядными двоичными кодами, в которых 7 младших разрядов — значащие (цифры, буквы или другие символы), а 8-й разряд — контрольный. В данном коде можно записать $2^7 = 128$ символов: цифровых 0...9, буквенных A...Z или a...z, знаковых и служебных. Основные символы кода ISO приведены в табл. 8.4.

УП записывается в виде последовательности фраз (кадров). Каждый кадр содержит информацию (геометрическую и технологическую), необходимую для описания определенного участка обрабатываемой заготовки или для выполнения специальных функций (начало программы, комментарии и т.д.). Последовательность кадров в УП обычно соответствует порядку выполнения технологического процесса.

Отдельные группы кадров для обработки автономных элементов заготовки могут объединяться в главы УП, каждая из которых начинается с главного кадра. Главный кадр содержит начальную информацию об условиях обработки: с него можно начинать или возобновлять работу станка по программе. Остальные ка-

8.4. Буквенные и знаковые символы кода ISO

Символ	Значение
A, B и C	Угловые перемещения соответственно вокруг осей X, Y и Z
D и E	Угловые перемещения вокруг специальных осей или вторая и третья функции подачи, или коррекция (D) инструмента
F	Функция подачи
G	Подготовительная функция
I, J и K	Параметры интерполяции или шаги резьбы соответственно вдоль осей X, Y и Z
M	Вспомогательная функция
N	Номер кадра
P и Q	Третьи функции перемещений, параллельных соответственно осям X и Y, или параметры коррекции инструмента
R	Перемещение на быстром ходу по оси Z или третья функция перемещения, параллельного оси Z, или параметр коррекции инструмента
S	Функция главного движения
T	Функция инструмента
U, V и W	Вторые функции перемещений, параллельных соответственно осям X, Y и Z
X, Y и Z	Функции перемещений соответственно по осям X, Y и Z
%	Начало программы
()	Комментарий (информация, записанная в скобках, системой не обрабатывается)
+ или –	Математический знак
.	Десятичный знак
/	Пропуск кадра (следующий за ним кадр не обрабатывается)
:	Главный кадр УП
LF или *	Конец кадра УП

дры главы УП несут только измененную по отношению к предыдущим кадрам часть информации и поэтому называются *дополнительными* кадрами.

Кадры состоят из *слов*, расположенных в определенном порядке, а слова — из *символов*. Первым символом слова является *буквенный* адрес; остальные символы образуют число со знаком или *числовой код*. Кадр УП обязательно содержит слово *N* (или символ — для главного кадра) и одно или несколько информационных слов. К информационным относятся слова с любым буквенным адресом, отличным от *N*. Информационные слова в кадре рекомендуется записывать в такой последовательности: «Подготовительная функция» (*G*); «Размерные перемещения» (*X, Y, Z, U, V, W, A, B, C*); «Параметры интерполяции» (*I, J, K*); «Функция подачи» (*F*); «Функция главного движения» (*S*); «Функция инструмента» (*T*); «Вспомогательная функция» (*M*); «Дополнительная функция» (*H*); «Функция подпрограмм» (*L*).

Подготовительные функции (*G*) связаны с режимами работы, видом движения, циклами обработки и т.д. Обычно в устройствах ЧПУ используются функции *G* со значениями от *G0* до *G99* (в УЧПУ 3-го и 4-го классов применя-

ют 3-разрядные *G*-функции типа *G127*, *G128* и др.). Все функции *G* разбиваются на группы. Например, к группе 0 относятся разнородные *G*-функции, действующие только в том кадре, в котором они заданы. После отработки данного кадра эти функции отменяются. Использование функций нулевой группы (например, *G4* — выдержка времени, *G8* — разгон, *G9* — торможение в конце кадра, *G63* — позиционирование с остановом шпинделя в заданном положении, *G92* — установка накопителей перемещений для задания абсолютных координатных значений) приостанавливает на время действия данного кадра все другие подготавливательные функции.

Первая группа функций *G* определяет выбор характера движения: *G0* — ускоренное перемещение в заданную точку (позиционирование); *G1* — движение по контуру с заданной подачей при линейной интерполяции; *G2* и *G3* — движения по контуру с круговой интерполяцией (соответственно по и против часовой стрелки); *G33* — винтовое движение (режим резьбонарезания); *G6* — режим параболической интерполяции.

Вторая группа *G*-функций определяет выбор координатной плоскости, в которой выполняются движения формообразования (например, плоскость *XOY* при реализации функций круговой интерполяции задается функцией *G17*; а плоскость *XOZ* — функцией *G18*).

В одном кадре могут быть записаны несколько *G*-функций, принадлежащих разным группам. В руководстве по эксплуатации станка дается перечень подготавливательных функций, характеризующих возможности данного устройства ЧПУ.

При записи слов, задающих *размерные параметры* (перемещения, радиус окружности, шаг резьбы и т.п.), числовые значения могут быть целыми и действительными, т.е. с добавлением десятичного знака. В последнем случае незначащие нули, стоящие до и после десятичного знака, могут быть опущены. Например, запись *X.03* означает размер 0,03 мм по оси *X*; запись *Y1030.* — размер 1030,0 мм по оси *Y*; размер по оси *X*, представленный одними нулями, может быть записан сокращенно как *X0*.

Для кодирования скоростей подачи (*F*) и главного движения (*S*) применяются методы прямого и косвенного обозначения. Рекомендуется использовать метод прямого обозначения как наиболее наглядный (например, скорость подачи 20 мм/мин записывается словом *F20*, следующим за функцией *G94*). Косвенный метод основан на кодировании двузначными десятичными числами порядкового номера скорости, выбираемой из геометрической прогрессии со знаменателем $\varphi = 1,12$ (например, *S40* задает частоту вращения, равную 100 мин^{-1} , если предварительно была записана функция *G97*).

Слово «*Функция инструмента*» обычно указывает кодовые значения инструмента и его корректоров. В слове с адресом *T* записывается кодовое число с одной или двумя группами цифр. В слове с одной группой цифр задается только номер инструмента или его позиция в магазине, а корректор для этого инструмента определяется другим словом с адресом *D*. При расширенной записи слова *T* первая группа цифр определяет номер инструмента, а вторая — номер его корректора длины, положения или диаметра. Например, слово *T1218* обозначает инструмент с номером 12, корректор которого имеет номер 18.

Слово «Вспомогательная функция» определяет команду исполнительному устройству станка с ЧПУ. Эта функция задается словом с адресом *M* и двузначным числовым кодом от *M0* до *M99*. Назначение некоторых наиболее употребляемых функций *M* приведено в табл. 8.5.

8.5. Вспомогательные функции *M*

Функция	Назначение функции	Исполнение
<i>M0/M1</i>	Останов технологический: программируемый или с подтверждением оператором	+ / +
<i>M2/M30</i>	Конец УП без возврата в начало или с возвратом к начальному кадру	+ / +
<i>M3/M4</i>	Включение вращения шпинделя по часовой стрелке или в противоположном направлении	/ *
<i>M5</i>	Останов шпинделя	+
<i>M6</i>	Смена инструмента	*
<i>M8/M9</i>	Включение или выключение подачи СОЖ (смазочно-охлаждающей жидкости)	*/+
<i>M12</i>	Реверс шпинделя	*
<i>M17</i>	Конец подпрограммы с возвратом к главной программе	+

Примечание. * — выполнение команды до перемещения или исполнения *G*-функций в данном кадре; + — выполнение после перемещения (*G*-функции).

Большинство вспомогательных функций выполняются до начала перемещений, запрограммированных в том же кадре, и действуют до отмены или замены их командами аналогичного назначения. В одном кадре в порядке возрастания кодовых номеров могут быть записаны несколько команд разным исполнительным устройствам станка с ЧПУ.

Структура информационного построения кадра для конкретной модели станка с ЧПУ определяет формат управляющей программы. *Формат УП* — это условная запись фразы с максимально возможным набором применяемых слов, которая характеризует порядок их расположения и число разрядов в числовой части каждого из них.

Рассмотрим пример формата записи УП для токарных станков с устройством ЧПУ «Электроника» MC2101:

% (комментарий)

:/DSN04.G02.X+053.Z+053.R+053.I+053.K+053.{F023/F05}.E+034.S04.T04.D02.M02.P08.Q08.H04.L04.LF.

Формат дополнительных буквенных адресов:

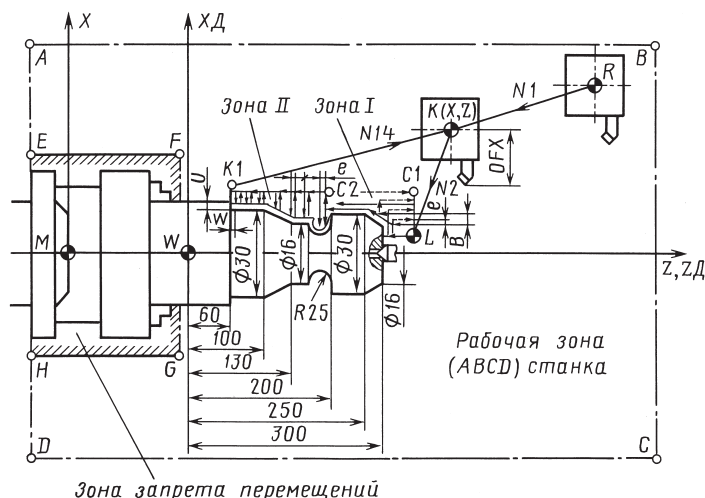
A+053.B+053.C+053.U+053.V+053.W+053.J+053.Y+053.

В примере приведена запись УП для УЧПУ, воспринимающего явную десятичную запятую (*DS*), с символами начала программы (%), не обрабатываемых системой комментариев, главного кадра (*i*): и пропуска кадра (*I*). Незначащие нули во всех словах разрешается опускать (символ *O*). Слова имеют следующие смысловые значения: *N04* — четырехзначный номер кадра; *G02* — двузначная подготовительная функция; *X* и *Z* + 053 — перемещение по осям *X* и *Z* с учетом

знака, имеющее пять цифр слева от десятичной запятой и три цифры справа; $R+053$ — радиус дуги окружности; I и $K+053$ — координаты центра дуги окружности относительно ее начальной точки; $F023$ или $F05$ — подача оборотная, соответствующая функции $G95$, при дискретности 10^{-3} мм/об, либо минутная, вызываемая функцией $G94$, при дискретности 1 мм/мин; $E+034$ — шаг нарезаемой резьбы с дискретностью 10^{-4} мм; $S04$ — четырехзначная функция главного движения; $T04$ — функция инструмента, содержащая номера инструментов и их корректоров; $D02$ — двузначный номер корректора (дополнительно к корректору по адресу T); $M03$ — вспомогательная функция; $P08$ и $Q08$ — параметры, определяющие номера первого и последнего кадров стандартной подпрограммы; $H04$ — дополнительная функция, обозначающая число циклов исполнения (прогонов) управляющей программы; $L04$ — функция вызова управляющей подпрограммы из кадра в главной программе (до четырех цифр, следующих после адреса L , указывают номер вызываемой подпрограммы). Дополнительные буквенные адреса (A, B, C, U, V, W, J, Y) используются для задания параметров циклов и управляющих подпрограмм.

Запись управляющей программы производится на основе схемы наладки станка для обработки заданной детали. Наладочная схема строится в *системе координат станка*, которая определяется местоположением нулевой точки M («нуля станка»), а также рядом особых точек: исходной точки R , определяющей начало работы по управляющей программе; фиксированных точек станка (например, позиция смены инструмента), граничных точек, определяющих контур зоны запрета перемещений (например, границы рабочей зоны станка или ее части, где размещается технологическая оснастка и т.п.).

Выполнение управляющей программы обработки обычно начинается при условии, что инструмент находится в исходной точке R , выход в которую может быть осуществлен, например, в ручном режиме (подрежим «Выход в 0»). Перед отработкой УП в точке R может находиться центр резцедержателя токарного



станка с ЧПУ, как это показано на рис. 8.33. Начальный кадр в программе задает установочное перемещение инструмента из исходной точки в некоторую фиксированную точку станка (K). Это перемещение можно задать посредством функции $G37$ с параметром $P1$, значение которого определяется в процессе наладки станка. В точке K при необходимости может быть осуществлена программная установка нулевой точки детали (W) с помощью функции $G92$ с форматом $G92 X...Z...$, где X и Z — координаты фиксированной точки станка (K) в системе координат детали X_dZ_d , т. е. относительно «нуля детали» (W). Необходимость в установке системы координат детали возникает в связи с тем, что точка смены инструмента (K) зафиксирована в системе координат станка, а точка W «привязана» к чертежу детали, т. е. может смещаться вдоль оси вращения шпинделя (например, при смене патрона, установке приспособления и т. п.). Установку нулевой точки детали целесообразно выполнять параметрическим программированием.

В управляющей программе задаются перемещения центра резцедержателя в соответствии с чертежом детали, при этом размеры определяются от начальной точки обработки (L) в системе координат детали. Запись УП не зависит от реальных условий обработки: числа черновых и получистовых проходов, колебаний размеров заготовки, дополнительных технологических коррекций и т. п. В конце обработки необходимо осуществить движение отвода от детали, например в фиксированную точку K станка.

Перемещения центра резцедержателя по траектории, показанной на рис. 8.33, выполняются по следующей УП (в числовом примере предполагается программирование величин X или задание параметра U как значений радиуса обрабатываемой детали):

$N1$	$G37$			$P1$	выход из точки R в точку K ;
$N2$	$G92$	$X250.$	$Z500.$		установка «нуля детали»;
$N3$	$G0$	$X50.$	$Z350.$	$T1 G56$	подвод в начало обработки L с учетом вылета OFX инструмента;
$N4$	$G1$		$Z300.$	$F300$	обработка детали (кадры $N4, \dots, N13$);
$N5$		$X8.$			
$N6$		$X15.$	$Z250.$		
$N7$			$Z200.$		
$N8$		$X8.$			
$N9$	$G2$		$Z200.$	$K25.$	
$N10$	$G1$		$Z150.$		
$N11$		$X15.$	$Z120.$		
$N12$			$Z60.$		
$N13$		$X23.$			
$N14$	$G37$			$P1 T0 G53$	возврат в точку K с предварительной отменой коррекции на вылет OFX инструмента.

Поскольку реально требуется перемещать по контуру, заданному в тексте УП, не центр резцедержателя, а вершину пластины резца, имеющего некоторые раз-

меры, то в кадре $N3$ словом $T1$ задается корректор №1 величины вылета OFX относительно центра K . Численное значение вылета OFX вводится в память УЧПУ в режиме «Ввод корректоров». Действие данного корректора инициируется функцией $G56$, а отмена — функцией $G53$ (совместно с вызовом корректора $T0$).

Управляющую программу движения по контуру детали можно представить в виде *стандартного однопроходного цикла чистовой обработки G60*. Формат записи данного цикла: $G60 P.Q.$, где параметры P и Q задают соответственно номера начального и конечного кадров УП, в которых содержится информация о движении по чистовому контуру. В приведенном примере такой цикл можно записать в следующем виде:

$$N100 G60 PI Q14,$$

где кадрами $N1, \dots, N14$ задается представленная выше программа чистовой контурной обработки.

Цикл $G60$ обычно завершает собой обработку детали, начало которой обеспечивается с помощью черновых многопроходных циклов.

Многопроходный черновой цикл продольного течения, схема которого приведена на рис. 8.33 (зона I), может быть задан кадром УП следующего вида:

$$G61 P.Q.U.W.B.F,$$

где P и Q — параметры, определяющие начальный и конечный кадры управляющей программы движения по чистовому контуру; U и W — координатные составляющие соответственно по осям X и Z припуска на чистовой проход, программируемый циклом $G60$; B — глубина резания по оси X на черновом проходе; F — значение контурной рабочей подачи.

Цикл $G61$ реализует следующую последовательность движений:

- отвод на быстром ходу из точки L в исходную точку $C1$ цикла;
- движение вдоль оси X на расстояние B ;
- движение резания на рабочей подаче вдоль оси Z вплоть до пересечения с получистовым контуром;
- отвод на быстром ходу в точку $C1$ с предварительным «отскоком» от обработанной поверхности на расстояние e (движения 2...4 образуют собой первый черновой проход);
- движение вдоль оси X на расстояние $e + B$, затем движение резания по оси Z и отвод (2-й черновой проход); черновые проходы продолжаются до тех пор, пока остаток чернового припуска не станет меньше параметра B ;
- организация отработки движений получистового прохода посредством выполнения кадров УП для чистового контура с автоматическим сдвигом (U и W) по соответствующим координатным осям;
- возврат в исходную точку обработки L .

Схема движений при черновой многопроходной обработке зоны I детали, показанной на рис. 8.33, может быть отработана кадром

$$N200 G61 PI Q7 U1. W1. B1.3 F500 S1000,$$

в котором дополнительно к параметрам P и Q указаны припуск на чистовой проход (1 мм по каждой оси) и глубина резания 1,3 мм.

Для обработки зоны II данной детали может быть использован *многопроходный черновой цикл поперечного точения G62*, формат записи которого аналогичен записи цикла *G61*, а значения параметров *U*, *W* и *B* соответствуют схеме на рис. 8.33. Параметры *P* и *Q* в этом случае следует назначать равными соответственно 8 и 14. В конце получистового прохода, завершающего цикл *G62*, инструмент автоматически возвращается в точку *L* начала обработки, от которой затем начинается цикл чистовой обработки (*G60*) заданного в УП контура детали.

Для снижения трудоемкости создания программного обеспечения прикладного уровня, а также для возможности его корректировки и дополнения непосредственно пользователями в микропроцессорных устройствах ЧПУ применяют проблемно-ориентированные языки «высокого» уровня. В частности, для программирования задач формообразования и технологии обработки на станках с ЧПУ используют язык «Технолог», основанный на принципах алгоритмического языка типа PL/C.

Программа на языке «Технолог» представляет собой последовательность фраз, в качестве которых могут использоваться как кадры стандартного кода ISO, так и операторы алгоритмического программирования (присваивания, передачи управления, индексации и т.п.) в сочетании с такими понятиями, как переменная, массив, выражение, функция, условие и др. Программы на языке «Технолог» в отличие от УП в коде ISO могут дополнительно задавать сложные расчеты, логические ветвления, циклические последовательности каких-либо действий, анализ текста программы и данных, другие задачи.

Алфавит языка «Технолог» содержит латинские буквы, арабские цифры и ограничители — знаки операций, скобки, разделители и служебные слова. Знаки операций разделяются на алгебраические (+, −, ·, /), сравнения (=, ≠, >, ≥, <, ≤) и определения переменной (*DEF*, *NDF*). Скобки могут быть круглые и квадратные; круглые скобки используются для введения в текст программы комментария.

К разделителям относятся признак номера переменной (#), знак присвоения (=), признак конца кадра (*LF*) и разделяющая переменные в списке запятая (,).

Служебные слова — это имена операторов (*GOTO*, *IF*, *WHILE*, *DO*, *END*, *EXEC*, *ALARM*, *PARM*, *TIME* и др.) и имена функций (*ABC*, *ROUND*, *SQRT*, *OTN*). Числа используются для задания значений буквенных адресов, констант и численных данных: например: *X100.5* — координата *X* = 100,5 мм; *10000* — константа; *G90* и *M30* — коды команд; *N50* — номер кадра; *#200* — переменная №200; *ALARM32* — номер аварийного сообщения. Числа могут быть целые (изменяются в диапазоне ±32767), вещественные в диапазоне ±(10⁻¹⁰...10¹⁹) и логические (1 и 0).

Переменные в языке «Технолог» определяются своим номером. Прямые номера задают неупорядоченные переменные: *#2*, *#300*, *#256*, *#300.1*. *#* [*#300*], а косвенные — упорядоченные (массивы, векторы, матрицы и т.п.). Переменные, так же как и числа, могут быть целые, вещественные и логические.

С точки зрения использования различают следующие типы переменных: локальные, глобальные, системные и рабочие. Локальные переменные служат для передачи значений буквенных адресов из кадра, вызывающего некоторую подпрограмму типа *L* или *G*, данной подпрограмме. Глобальные переменные

используются для передачи дополнительных параметров *L*-подпрограмм самой подпрограмме. К системным переменным относятся, например, параметры станка и устройства ЧПУ, корректоры, данные связи между подпрограммами. Рабочие переменные предназначены для хранения промежуточных данных.

Функции имеют следующий формат записи: *имя функции* <номера переменных>, *аргумент функции* <переменная>. В языке «Технолог» типовыми являются функции: абсолютной величины, округленной величины, квадратного корня из величины, суммы или разности квадратов величин, пропорции. Есть возможность рассчитывать алгебраические, тригонометрические и логарифмические функции.

Алгебраическое выражение, состоящее из переменных, функций и констант, соединенных знаками алгебраических операций, служит для организации расчетов. Логические выражения содержат переменные, функции или константы, которые связаны знаком сравнения.

Программа на языке «Технолог» представляет собой последовательность кадров, содержащих: *N*<номер кадра> <оператор> *LF*, где номер кадра — целое число из диапазона 0...9999; операторы могут быть: технологические, присвоения, передач управления, цикла, останова, распаковки, выдачи данных.

Технологические операторы структурно и содержательно подобны кадрам ISO и состоят из последовательности слов <буквенный адрес> <значение>, где буквенный адрес означает функцию кода ISO (*M* — вспомогательная, *G* — подготовительная, *S* — главного движения, *T* — инструмента, *F* — подачи, *X* — перемещения по оси *X* и т.п.). В отличие от кода ISO значение буквенного адреса в слове технологического оператора языка «Технолог» может задаваться как константой, так и переменной.

Операторы присвоения имеют следующую запись: <переменная> = <алгебраическое выражение>; они позволяют рассчитывать формулы с левой частью в виде переменной. Операторы передачи управления задают безусловный и условный переходы, обращение к части УП, возврат из подпрограммы. Операторы безусловной передачи управления типа *GOTO* <номер кадра> и условной передачи управления типа *IF* <логическое выражение> обеспечивают организацию ветвлений в алгоритме. Истинность логического выражения приводит к переходу на кадр с заданным номером, в противном случае осуществляется вызов следующего кадра.

Оператор обращения к части УП: *EXEC P* <номер начального кадра части УП> *Q* <номер последнего кадра части УП> позволяет осуществлять обращение из кадра подпрограммы к некоторой части УП (как к подпрограмме). Этот оператор обычно используется в программе, например, цикла многопроходной токарной обработки с контуром детали, заданным в УП (см. рис. 8.33).

Оператором возврата из *L* или *G* подпрограммы служит вспомогательная функция *M17*.

Оператор цикла в соответствии с общим понятием теории программирования задается на языке «Технолог» следующей конструкцией:

$$N <...> \text{ WHILE } <\text{логическое выражение}> \text{ DO } LF;$$

$$N <...> <\text{последовательность кадров}> LF;$$

$N<...> END LF,$

позволяющей многократно отработать указанную последовательность кадров, пока соблюдается истинность логического выражения; в противном случае осуществляется переход к кадру, следующему за *END*.

Операторы распаковки (*PARM* и др.) обеспечивают при обработке технологической подпрограммы (типа *L* или *G*) выявление данных из некоторого кадра или из прямой и обратной последовательности кадров УП. В отличие от оператора *EXEC* операторы распаковки не обрабатывают кадры УП, а только «просматривают» их содержимое. Операторы распаковки активно используются, например, в многопроходных циклах с опорным ограничивающим контуром, заданным в тексте УП.

Операторы выдачи данных (типа *TIME*, *INT*, *OKR*, *PRP*, *RZBC* и *OPR*) выполняют передачу данных из блока подготовки в программные модули интерполятора и управления следящими приводами станка; используются, как правило, совместно с подготовительными функциями первой группы (*G0... G3*, *G33*).

Поскольку задачи уровня «подготовка данных» выполняются асинхронно и с опережением относительно уровня «интерполятор—привод», работающего в реальном времени управления станком, то данные не могут непосредственно передаваться для исполнения. Кроме того, интерполятор в это время занят обработкой более раннего по времени задания. Поэтому данные, подготовленные блоком подготовки, накапливаются в буферной памяти, организуя так называемую «очередь» команд. Накопление данных организует интерпретатор кадров языка «Технолог», после чего сразу передает управление кадру, следующему за тем, в котором задан оператор выдачи данных. При этом программа уровня «подготовка данных» продолжает свою асинхронную работу и не вызывает нежелательных ожиданий данных задачами уровня «интерполятор—привод».

Операторы выдачи данных используются для реализации следующих команд из очереди: выдержка технологической паузы (*TIME*); отработка отрезка прямой на быстром ходу, на рабочей подаче, при нарезании резьбы (*OPR*, *INT.RZBC*); выход в нулевую точку станка (*PRP*). Кроме того, с помощью этих операторов выполняется ряд служебных функций, таких, как приостановка программы *G*-цикла в заданном кадре, если оператор перевел систему в режим покадровой отработки; синхронизация задач уровней подготовки данных и их исполнения в реальном масштабе времени.

Интерпретатор кадров языка «Технолог» допускает в общем случае восьмикратное вложение программ друг в друга при их выполнении. Это дает возможность активно пользоваться методом подпрограмм, сокращая суммарный объем библиотеки *G*-циклов.

В процессе ввода в УЧПУ программ *G*-циклов на языке «Технолог» обеспечивается их синтаксический контроль: при обнаружении ошибок УЧПУ формирует на дисплее соответствующее сообщение. Семантические (содержательные) ошибки обнаруживаются при обработке программ интерпретатором кадров либо программной диагностикой, включенной с помощью оператора *ALARM* в текст самих программ циклов. Оператор аварийного останова имеет вид *ALARM <номер останова>*, где номер останова — целое число из диапазона 0...199.

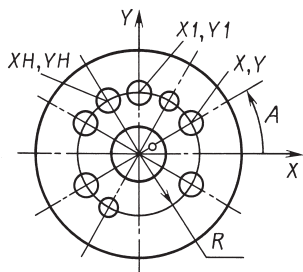


Рис. 8.34. Эскиз типовой детали при обработке на станке с ЧПУ группы отверстий

При фиксации в технологической программе аварийной ситуации оператор *ALARM* позволяет организовать остановку выполнения программы с выдачей на дисплей пульта оператора диагностического сообщения с заданным номером.

Рассмотрим пример программирования стандартного цикла сверления группы отверстий, равномерно размещенных на детали типа диска (рис. 8.34).

Принимаем, что в исходном положении ось шпинделя совмещена с центром первого отверстия, координаты $X1$ и $Y1$ которого относительно центра O известны и зафиксированы в качестве значений переменных $\#101$ и $\#102$. В программе технологического цикла необходимо задать главную макрокоманду, содержащую: функцию вызова подпрограммы (команда *G65*), номер подпрограммы (P), радиус окружности (R), начальный угол (A) и число отверстий (H).

Таким образом, запись главной программы (MP) с макрокомандами цикла имеет следующую структуру:

```
% (MP) N1 G65 P<номер подпрограммы> R <величина радиуса> A
<начальный угол> H <число отверстий> LF.
```

Приступая к разработке подпрограммы, зарезервируем необходимые переменные. Адресам R , A и H в подпрограмме соответствуют переменные $\#18$, $\#1$ и $\#11$, которые определяют порядковые номера этих буквенных символов в латинском алфавите. Переменные автоматически принимают значения, указанные в макрокоманде вызова подпрограммы. Выделим дополнительные переменные: $\#100$ — счетчик общего числа обработанных отверстий (например, для контроля стойкости инструмента); $\#30$ и $\#31$ — соответственно координаты X и Y оси очередного отверстия относительно центра O ; $\#32$ — переменная, указывающая номер очередного отверстия в процессе обработки одной детали; $\#33$ — угловая координата этого отверстия; $\#34$ — глубина сверления отверстий.

Текст подпрограммы принимает следующий вид:

```
% (SP)
N100 L9201 LF — номер подпрограммы;
N101 #100 = 0 LF — сброс счетчика обработанных отверстий;
N102 #30 = #101, #31 = #102 LF — ввод координат первого отверстия;
N103 #32 = 1 LF — выход в позицию первого отверстия;
N104 WHILE [#32 ≤ ABS [#11]] DO LF — начало цикла обхода отверстий;
N105 #33 = #1 + 360 / #11 LF — расчет угловой координаты очередного
отверстия;
N106 #30 = #101 + #18 * cos [#33] LF — расчет координаты X очередного
отверстия;
N107 #102 = #31 + #18 * sin [#33] LF — расчет координаты Y очередного
отверстия;
N108 X = #30, Y = #31 LF — выход в заданные координаты;
```


$N109\ G81\ Z = \#34\ LF$ — вызов стандартного цикла сверления на заданную глубину;

$N110\ \#32 = \#32 + 1\ LF$ — подсчет числа обработанных отверстий;

$N111\ END\ LF$ — конец цикла обработки отверстий;

$N112\ \#30 = \#101, \#31 = \#102\ LF$ — возврат в исходную позицию (к 1-му отверстию);

$N113\ \#100 = \#100 + \#11\ LF$ — установка счетчика обработанных отверстий;

$N114\ M17\ LF$ — конец подпрограммы.

Отладка разработанной программы технологического цикла осуществляется посредством прогона в автоматическом режиме кадров специальной тестовой УП, обращающихся к этой программе через какую-либо функцию G . При этом могут использоваться возможности отладочных подрежимов самого устройства ЧПУ (покадровый, без движений, без технологических команд, с пропуском кадров и т.п.), а также системные программные средства («приостановка» и «индикация»), предоставляемые вышеописанными операторами выдачи данных языка «Технолог».

Отлаживаемая программа цикла обычно хранится в оперативной памяти системы ЧПУ. После отладки текст программы переписывается в ППЗУ либо «прошивается» в кристаллах ПЗУ, хранящих встроенную в ПрО библиотеку базовых и потребительских G -циклов.

8.8. Компьютерные системы автоматизированного программирования станков с ЧПУ

Система автоматизированного программирования (САП) процесса обработки заготовок на станках с ЧПУ представляет собой совокупность компьютерных средств, специального программного обеспечения, реализующего комплекс алгоритмов для решения геометрических и технологических задач подготовки и контроля управляющих программ (УП), и проблемно-ориентированного языка для записи и ввода в компьютер исходной информации. Схема построения САП показана на рис. 8.35.

Формирование УП можно рассматривать как процесс переработки информации. При этом входная информация задается при подготовке исходных данных, а выходной информацией является сгенерированная системой УП. Обычно УП в САП формируется в несколько этапов.

На первом этапе компьютер перерабатывает введенную информацию с помощью программного блока САП, называемого *препроцессором*. Этот блок в целях подготовки данных для работы других блоков САП выполняет следующие действия:

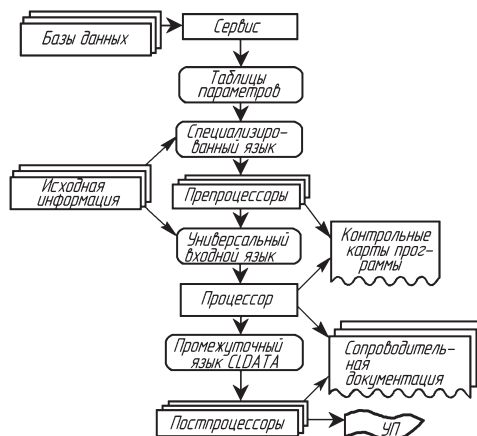


Рис. 8.35. Структурная схема типовой САП для станков с ЧПУ

- считывание с внешнего носителя исходной программы обработки детали, записанной на входном языке, или ввод ее непосредственно с клавиатуры компьютера;
- вывод введенной программы обработки детали на печать или на экран дисплея;
- синтаксический анализ операторов входного языка исходной программы и вывод сообщений об ошибках при их наличии;
- преобразование исходной информации из символьной формы в машинное представление (числа переводятся в действительную или целую форму, ключевые слова заменяются соответствующими кодами, данные о геометрических элементах контура и о направлении движения инструмента организуются в специальные массивы).

Следующим этапом является обработка подготовленной информации в блоке процессора. Он позволяет выполнять на компьютере комплекс геометрических и технологических расчетов безотносительно к конкретному исполнению системы ЧПУ и модели станка. Результатом работы процессора является полностью рассчитанная траектория движения инструмента. Эти данные вместе со сведениями о технологических режимах обработки процессор выводит на жесткий диск. Формат таких данных, называемых промежуточными, зависит от особенностей разных САП. Существуют, однако, рекомендации *ISO* по логической структуре представления промежуточных данных. Эта форма представления данных носит название *CLDATA* (Cutter Location Data — данные о положении инструмента) и представляет собой стандартный промежуточный язык на стыке блоков «процессор — постпроцессор».

Таким образом, в общем случае процессор САП состоит из трех последовательно работающих блоков: геометрического, технологического и формирования записей *CLDATA*.

Геометрический блок процессора решает разнообразный круг задач, связанных с построением траектории движения инструмента:

- приведение описания всех заданных геометрических элементов к канонической форме;
- нахождение точек и линий пересечения различных геометрических элементов;
- аппроксимация различных кривых с заданным допуском;
- аппроксимация таблично заданных функций;
- диагностирование геометрических ошибок (например, при попытке определить точку касания прямой и окружности, которые в данном случае не имеют общих точек);
- построение эквидистантного контура с учетом заданного направления и радиуса инструмента.

Технологический блок в наибольшей степени зависит от назначения САП, так как технология изготовления разных классов деталей и используемые для этого операции обработки значительно различаются. В общем случае технологический блок автоматически разделяет область заготовки, которая должна быть обработана, на ряд последовательных операций и переходов, определяет необходимое число проходов в каждом из них, рассчитывает оптимальные режимы резания.

При этом учитывается ряд ограничений, связанных со стойкостью инструмента, характеристиками обрабатываемого материала, мощностью привода шпинделя станка, процессами резания и образования стружки и т.д. Результатом оптимизации обычно являются вычисленные значения подач и скоростей резания, глубина обработки, а в ряде случаев и оптимальные углы заточки инструмента.

Блок формирования *CLDATA* использует информацию, подготовленную к моменту начала его работы другими блоками процессора, и представляет данные для работы постпроцессора. При наличии специального запроса в тексте исходной программы данные *CLDATA* выводятся на печать или на экран дисплея.

Следующим этапом является обработка информации, подготовленной процессором, другим программным блоком САП — *постпроцессором*, который непосредственно формирует УП. Постпроцессор ориентирован, в отличие от процессора, на конкретное исполнение системы ЧПУ и управляемого станка. Вызов того или иного постпроцессора осуществляется автоматически по указанию, данному технологом-программистом в тексте исходной программы. Обычно САП содержат библиотеку постпроцессоров, которые обеспечивают формирование УП для определенного парка оборудования с ЧПУ.

Преимущества двухуровневого формирования управляющей программы (с промежуточным описанием на языке *CLDATA* и окончательным — на языке программирования выбранной системы ЧПУ) очевидны. Технолог-программист на базе одной и той же исходной информации, записанной на входном языке САП, формирует данные *CLDATA*, из которых, используя библиотечные постпроцессоры, можно легко получить УП для различных моделей станков и типов устройств ЧПУ. Для включения в состав оборудования с ЧПУ, программируемого с помощью САП, нового сочетания «система управления — станок» не требуется исправлять какие-либо расчетные данные, а достаточно разработать постпроцессор и подключить его к этой САП.

Функции, выполняемые постпроцессором, многообразны и выходят далеко за рамки простого кодирования информации. К типовым задачам, решаемым постпроцессором, можно отнести следующие:

- считывание геометрических данных, подготовленных процессором, и перевод их в систему координат станка;
- проверка исполнимости данных по ограничениям станка (например, по размерам рабочей зоны);
- формирование команд на координатные перемещения X , Y , Z с учетом дискретности программирования системы ЧПУ;
- кодирование и запись в требуемом формате функций подач F и скоростей шпинделя S с учетом существующих ограничений;
- выдача команд M на выполнение функций автоматики (например, включение охлаждения, зажимов-разжимов и др.);
- формирование команд, обеспечивающих цикл смены инструмента T ;
- формирование команд, обеспечивающих изменение траектории инструмента с помощью корректоров D системы ЧПУ;
- развертывание операторов стандартных циклов обработки, заданных соответствующими G -функциями;
- диагностирование ошибок кодирования;

- выполнение ряда сервисных функций (вывод траектории движения инструмента на графический дисплей, подсчет времени обработки детали на станке, продолжительности работы отдельных инструментов и выдача других сведений, необходимых для нормирования и организации работы станка с ЧПУ).

Во многих САП одновременно с вызовом постпроцессора организуется работа с программным блоком редактора, позволяющим корректировать подготовленную УП, выведенную на экран дисплея. Сервисный блок САП обрабатывает информацию о станках, инструменте и материалах, имеющуюся в базе данных, и выдает ее на дисплей по запросу технолога-программиста. Дополнительная информация систематизируется, подготавливается и обычно в табличных формах вводится в компьютер с помощью специальной программы «мастера» системы управления базой данных.

Системы автоматизированного программирования можно *классифицировать по*: назначению (специализированные и универсальные); области применения (в зависимости от вида обработки и числа управляемых координатных осей станка); форме записи исходной информации (табличные и текстовые на проблемно-ориентированных языках); параметрам используемых компьютеров и организации их работы (диалоговые и групповые). Рассмотрим некоторые из этих признаков подробнее.

В соответствии с рекомендациями ISO базовым входным языком процессора САП является *универсальный язык типа APT* (Automatically Programmed Tools), имеющий многочисленные модификации. Входные языки большинства разработанных зарубежных (например, EXAPT, FAPT, SIAPT), а также отечественных САП (например, «Техтран», «САПР-ЧПУ/2000» и др.) имеют много общего в синтаксисе и семантике со стандартным APT-языком. Синтаксис входного языка определяет формальные правила записи исходной информации, а семантика — смысловое значение его элементов. Элементами входного языка являются фразы, слова и символы.

Структура фраз входного языка ISO построена по принципу: *Главное слово/ Вспомогательная часть*, которая содержит или комбинацию нормализованных обозначений, модификаторов и значений параметров, или литералы. Фраза указанного типа может быть обозначена идентификатором: *Идентификатор = Главное слово/ Вспомогательная часть*.

Записи входного языка подчиняются следующим основным правилам:

- главное слово отделяется от вспомогательной части фразы наклонной чертой;
- идентификатор отделяется от обозначаемой им фразы знаком равенства;
- слова во вспомогательной части фразы разделяются запятыми;
- значения параметров обозначаются строчными латинскими буквами;
- нормализованные обозначения, модификаторы и значения параметров, которые могут отсутствовать во вспомогательной части фразы, заключаются в квадратные скобки;
- однотипные повторяющиеся параметры заключаются в квадратные скобки с указанием минимального и максимального числа повторений снизу и сверху перед открывающейся скобкой;
- варианты последовательностей параметров указываются один под другим или (для большей наглядности) перечисляются с повторением главного слова.

Записываемый на входном языке текст исходной информации содержит заголовки, общие данные, геометрические определения, технологические описания и примечания.

В заголовке указываются наименования детали, номер УП, заказчик, исполнитель и дата. Эта информация обычно записывается литералами полным текстом и после ввода в компьютер воспроизводится в сопроводительной документации для идентификации УП. В общих данных указывается модель станка с ЧПУ, тип крепежной и инструментальной оснастки, материал заготовки, а также приводятся другие сведения об условиях обработки, используемые в конкретной САП. Для большинства таких данных существуют общепринятые в машиностроении обозначения, которые вносятся в словарь понятий входного языка САП.

Геометрические определения служат для описания элементов контуров и поверхностей детали, заготовки и зон обработки, а также траектории инструмента. Эти определения задают исходную информацию для геометрического расчета. Основными геометрическими элементами при описании, например 2-координатной фрезерной и токарной обработки являются точки, прямые, окружности и образованные ими линии. Реже линии контуров деталей включают в себя участки эллипсов, гипербол и других кривых второго порядка, а также таблично заданные кривые. При описании многокоординатной фрезерной обработки к геометрическим элементам, помимо перечисленных, относятся плоскости, сферы, цилиндры, конусы и другие поверхности второго порядка, а также таблично заданные поверхности. При программировании сверлильно-расточных операций геометрическими элементами служат отдельные точки и системы точек, определяющие положение центров обрабатываемых отверстий на плоскости.

Геометрические элементы задаются в исходной информации графическими геометрическими определениями (типами элементов и их размерными параметрами), коэффициентами уравнений, аналитически описывающих эти элементы, или координатами точек (в табличной форме). Язык САП позволяет записывать различные преобразования линий, например такие, как смещение, поворот, зеркальное отображение, изменение масштаба. Обычно эти преобразования указываются с помощью фраз, определяющих выбранную систему координат. Описание геометрических элементов ведется с использованием целого ряда ключевых слов английского или русского языка: *LINE* (ЛП — прямая линия), *CIRCLE* (КР — окружность), *CENTER* (Ц — центр), *RADIUS* (Р — радиус), *VECTOR* (ВЕК — вектор), *MATRIX* (СК — система координат), *TABCYL* (ТЗП — таблично заданная поверхность), *GRID* (РЕШ — решетка), *CLW/CCLW* (ПОЧС/ПРЧС — по часовой или против часовой стрелки), *GOLFT/GORGT* (ИДВЛ/ИДПР — идти влево или вправо), *XYROT/ZXROT/YZROT* (ХУПОВ/ЗХПОВ/УЗПОВ — поворот вокруг оси Z, Y или X соответственно) и многих других.

Траектория инструмента на входном языке САП описывается командами движения и указаниями о положении инструмента относительно ранее определенных геометрических элементов. Исходное положение инструмента задается точкой, в которой находится его вершина: *FROM/POINT...* (ИЗ ТЧ... — из точки).

Команды движения при позиционном режиме управления определяются последовательностью положений вершины инструмента в абсолютной или относительной системе координат. Абсолютное перемещение задается фразой:

8.6. Запись исходной программы на языке САП типа «Техтран»

Исходная программа		Комментарии
1	ДЕТАЛЬ ПРИМЕР	Строки 1—3 — входные данные
2	ПРОГРАММУ СОСТАВИЛ	Шифром 301 указан постпроцессор устройства ЧПУ типа НЗЗ
3	СТАНОК 6Р13Ф3,301	
4	МЕТОД ЛИНКРУГ	Строка 4 — указан метод линейно-круговой интерполяции
5	ЧЕРТЕЖ ВКЛ. ХУП1	Строка 5 — указание плоскости ХОУ
6	ОПИСАНИЕ ГЕОМЕТРИИ ДЕТАЛИ	
7	ТЧИ=−25,10,52	Строки 7—10 — в системе координат детали заданы точки контура детали координатами x и y . За начало координат детали принята точка ТЧ0
8	ТЧ0=0,0	
8	ТЧ1=−10,−10	
10	ТЧ2=0,40	
11	ПР1=ТЧ0,УГОЛ,90	Строки 11—16 — заданы прямые линии контура детали. Прямые ПР1, ПР2, ПР6 заданы точкой и углом; ПР3, ПР4, ПР5 заданы как параллельные соответствующим прямым на заданном расстоянии. Прямая ПР6 совпадает с осью X , а ПР1 — с осью Y
12	ПР2= ТЧ2,УГОЛ,63.5	
13	ПР3=ПАРЛЕЛ,ПР6,70,УБ	
14	ПР4=ПАРЛЕЛ,ПР6,40,УБ	
15	ПР5=ПАРЛЕЛ,ПР1,170,ХБ	
16	ПР6=ТЧ0,УГОЛ,0	
17	КР1=70,40,40	Строка 17 — дуга КР1 задана координатами центра (70; 40 мм) и радиусом $R = 40$ мм
18	КР2=УБ,ПР4,ХБ,ВНЕ,КР1,РАДИУС,60	Строка 18 — дуга КР2 задана сопряженной с прямой ПР4, выше прямой (УБ), справа от дуги КР1 (ХБ) и ВНЕ этой дуги
19	КОНТУР КОН1=ИЗ ТЧ0, ХБ,ВПЕРЕД ПР6,ВЛЕВО ПР5,ВЛЕВО ПР4 КАС ПР2,ВПЕРЕД КР2 КАС КР1,ВПЕРЕД КР1 ДО2 ПЕРЕСЕЧ ПР3,ВПЕРЕД ПР3,ПР2,ВПЕРЕД ПР1 ЗА ПР6.КОНКОН.	Строка 19 — описывается контур, определенный как КОН1. Описание контура начинается в точке ТЧ0 вдоль оси X (ХБ), по ПР6 и далее ВЛЕВО ПР5 и ПР4. Далее указывается ВПЕРЕД КР2 КАС КР1. Операторами ВПЕРЕД КР1 ДО 2 ПЕРЕСЕЧ ПР3 указывается вторая возможная точка пересечения ПР3 и КР1. Завершается контур за прямой ПР6
20	ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛИ	
21	ИЗ ТЧИ	Строка 21 — указана исходная точка начала движения инструмента. Эта точка определена как нуль программы
22	ИНСТР 20	Строка 22 — указан диаметр инструмента (фрезы), равный 20 мм
23	БЫСТРО	Строка 23 — ускоренный ход
24	НАПРТ ТЧ1	Строки 24, 25 — указано направление перемещения центра инструмента в точку ТЧ1 и место завершения перемещения (за ПР6)
25	ИДИ ЗА ПР6	

Окончание табл. 8.5

26	ШПИНДЛ 400 ПОЧС	Строка 26 — задана частота вращения шпинделя 400 мин ⁻¹ , включение вращения шпинделя по часовой стрелке
27	КОРРЕК СПРАВА,РАДИУС,10	Строка 27 — указано расположение инструмента относительно контура для расчета эквидистанты
28	ПОДАЧА ММИН 800	Строка 28 — задана подача инструмента по оси Z
29	ПРИРАЩ-54	Строка 29 — указано перемещение инструмента по оси Z на величину 54 мм
30	ПОДАЧА ММИН 200	Строка 30 — задана подача для фрезерования по контуру
31	ИНСТР СПРАВА	Строка 31 — указано положение инструмента относительно направления последующего его перемещения
32	ХБ ПО КОН1	Строка 32 — задано перемещение инструмента по ранее определенному контуру. Модификатор ХБ указывает направление начала обхода контура КОН1
33	КОРРЕК ВЫКЛ,РАДИУС,10	Строка 33 — отключение коррекции, введенной в строке 27
34	ШПИНДЛ ВЫКЛ	Строка 34 — выключение шпинделя
35	БЫСТРО	Строка 35 — быстрый ход
36	ПРИРАЩ 54	Строка 36 — подъем инструмента по оси Z
37	В ТОЧКУ ТЧИ	Строка 37— перемещение инструмента в исходную точку
38	КОНЕЦ	

Подготовка УП в диалоговом режиме обычно выполняется непосредственно на рабочем месте у станка с использованием специализированных аппаратно-программных средств микропроцессорной системы ЧПУ. Диалоговые методы автоматизированного программирования обработки заготовок на станке являются частью функционального ПрО систем ЧПУ. Ввод данных выполняется в режиме вопросов-ответов, т.е. с применением принципа «меню». На рис. 8.37 показан пример алгоритма диалоговой процедуры подготовки УП с применением команд прерывания цикла типа «оценка и корректировка» промежуточных результатов.

Данная задача решается в фоновом режиме, поэтому на станке параллельно с обработкой изделия по УП1 возможна разработка очередной управляющей программы — УП2 с использованием диалогового языка. Проблемно-ориентированный язык высокого уровня типа «Диалог» предназначен для описания обрабатываемых заготовок, деталей, инструмента и технологических режимов. Характерной особенностью этого языка является ввод исходных данных непосредственно с чертежа детали в режиме диалога. В результате трансляции исходных данных обобщенный или так называемый инвариантный пост-процессор системы автоматически формирует текст УП в коде ISO или на языке

«Технолог» с форматом записи, настроенным на конкретное устройство ЧПУ. Макроязык постпроцессора позволяет технологу самостоятельно наращивать и изменять функции инвариантного постпроцессора без обращения к разработчикам или программистам.

Трансляция исходной записи в текст УП на другом языке осуществляется с помощью программы-компилятора языка «Диалог», имеющейся в составе Про устройства ЧПУ типа «Электроника» MC2101. Диалоговые языки программирования данной системы ЧПУ имеют несколько версий, соответствующих видам обработки: «Диалог Т» — для токарных, «Диалог Ш» — для круглошлифовальных станков и т.д.

Инструментальными средствами человекомашинного интерфейса (HMI)

устройств ЧПУ класса PCNC созданы прикладные системы диалогового программирования разных видов обработки практически для всех типов станков. Например, с помощью программной системы «AutoTurn», предназначенной для процесса токарной обработки, возможно в короткое время перейти от чертежа детали к управляющей программе ЧПУ. Специально разработанный сценарий диалоговой процедуры, реализованный в этой САП, «ведет» оператора по всем этапам технологического процесса, выполняемого на токарном станке: от установки заготовки до разработки рабочего плана выполнения операций с имитацией многопроходных циклов изготовления заданной чертежом детали.

В машиностроении широкое применение получили «встроенные» в компьютерные устройства ЧПУ системы диалогового программирования обработки на токарных (например, система TNC фирмы Traub), фрезерных (например, система ShopMill), электроэрозионных (системы фирмы Sodick) станках и многие др.

Одной из разновидностей автоматизированной подготовки УП непосредственно на рабочем месте является сканирующий метод. Этот метод основан на последовательном (например, зигзагообразном или спиралевидном) ощупывании поверхности прототипа изготавливаемой детали контактной или бесконтактной измерительной головкой или лучом лазера с последующей автоматической генерацией процессором ее геометрической трехмерной модели. Сканирование прототипа (макета или образца) изготавливаемой детали может выполняться как на самом станке, оснащенном сканирующими аппаратными и программными средствами, так и на контрольно-измерительной машине с компьютерным управлением.

Прикладное программное обеспечение компьютера типа Tracesut CAM позволяет генерировать геометрическую модель образца детали, осуществлять ее

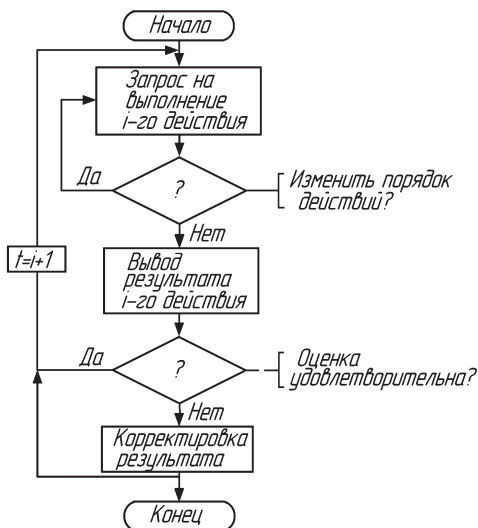


Рис. 8.37. Схема алгоритма диалогового режима подготовки УП в микропроцессорном устройстве ЧПУ

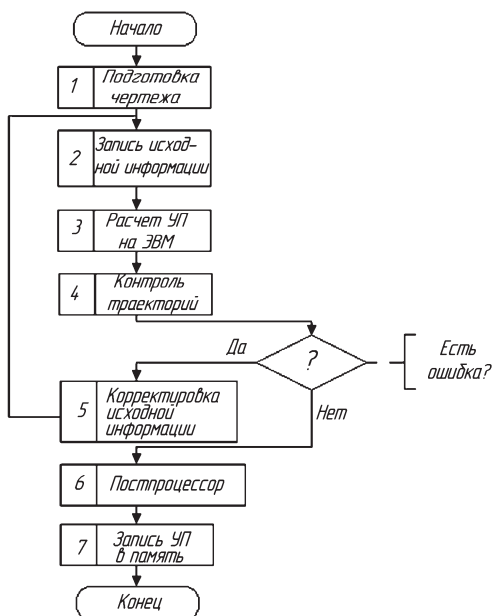


Рис. 8.38. Схема алгоритма группового режима подготовки УП, выполняемого на АРМ-ТПП

редактирование и формировать управляющую программу для обработки идентичной детали на этом же станке с ЧПУ.

Однако, несмотря на большие достижения в области диалогового программирования обработки, выполняемого штатными средствами компьютерных систем ЧПУ, в настоящее время наибольшее применение получили САП с групповой организацией процесса программирования, выполняемого на специализированных рабочих местах технолога-программиста (АРМ-ТПП). Групповой режим предусматривает последовательно-параллельное выполнение группы заданий по программированию обработки на станках с ЧПУ нескольких заготовок по мере того, как высвобождаются ресурсы компьютера. Этапы процесса автоматизированной подготовки УП в групповом режиме показаны на рис. 8.38.

На первых трех этапах этого процесса уточняют условия обработки, на чертеже детали обозначают геометрические элементы, исходную информацию записывают на входном языке САП или вводят непосредственно с экрана дисплея. В процессе расчета управляющей программы в компьютере работает диагностическая программа САП, которая при обнаружении ошибок выдает сообщение о характере и месте нахождения их в тексте исходной информации. Кроме того, технолог-программист имеет возможность осуществить графический контроль заданных в УП траекторий инструмента, которые выводятся на экран дисплея, используя имитационный режим работы САП. Для исправления ошибок, обнаруженных на этапах расчета УП и контроля траекторий инструмента, технолог-программист корректирует исходную информацию с помощью программы системного редактора и организует повторный расчет УП на ЭВМ. Если ошибок нет, то текущая УП обрабатывается постпроцессором и записывается вместе с сопроводительной документацией в каталог подготовленных управляющих программ. По заявке программы-диспетчера групповой системы управления (DNC) она передается по локальной сети непосредственно в запоминающее устройство системы ЧПУ.

Последующий контроль УП на станке при изготовлении пробной детали может привести к необходимости дополнительной корректировки исходной информации и повторному расчету УП. Для этого обычно используются программные средства диалогового редактирования УП в самом устройстве ЧПУ станка. Если эти средства оказываются недостаточно эффективными, то можно вновь вернуть УП в ЭВМ для ее отладки с помощью более мощной САП, установленной в АРМ-ТПП.

Автоматизированная подготовка управляющих программ для оборудования с ЧПУ может быть эффективно выполнена с использованием любой из отечественных САП: «Компас-ЧПУ», «T-Flex ЧПУ», «Гемма 3D-5D», «Техтран» и др.

Система автоматизированного программирования «*T-Flex ЧПУ*» характеризуется так называемой «сквозной» параметризацией: разработчик имеет возможность, изменяя параметры чертежа детали в системе проектирования «*T-Flex CAD*», автоматически корректировать управляющую программу обработки этой детали на станке с ЧПУ. Кроме того, эта САП обладает функцией реалистичного имитационного моделирования технологических операций на станках с ЧПУ, выполняемого с помощью специальной программы «*T-Flex NC Tracer*». Система построена по модульному принципу и поставляется в двух вариантах: «*T-Flex ЧПУ 2D*» и «*T-Flex ЧПУ 3D-5D*».

Система «*T-Flex ЧПУ 2D*» состоит из базового и специализированных технологических модулей электроэрозионной, токарной, сверлильной, лазерной и 2,5-координатной фрезерной обработки. Система «*T-Flex ЧПУ 3D-5D*» дополнительно к базовому модулю содержит технологические модули 3- и 5-координатной фрезерной обработки.

Базовый модуль системы «*T-Flex ЧПУ*» содержит:

- математическое обеспечение, интегрированное с графическим ядром *PARASOLID*;
- специальный редактор для разработки инструмента, применяемого при обработке конкретной детали, и создания инструментальных баз данных;
- модуль генерации постпроцессоров с использованием табличных настроек, макросов и прямого программирования;
- библиотеку, содержащую более 100 готовых постпроцессоров для устройств ЧПУ различных типов;
- имитатор обработки, отображающий на экране технологический процесс по сгенерированной управляющей программе.

При программировании нового типа оборудования с ЧПУ предварительно требуется разработать необходимый для обработки постпроцессор с использованием модуля генерации постпроцессоров системы «*T-Flex ЧПУ*».

Рассмотрим некоторые возможности данной САП на примере фрезерования как самого распространенного вида обработки, выполняемого на станках с ЧПУ. В системе «*T-Flex ЧПУ*» имеется возможность проектировать процесс обработки и генерировать управляющие программы для фрезерных станков с ЧПУ при различных типах формообразования. Контурно-позиционное 2,5D-фрезерование применяется для обработки цилиндрических и контурных поверхностей заготовок с произвольными направляющими линиями и образующими, которые параллельны оси инструмента либо имеют с этой осью постоянный угол в нормальном сечении. Кроме того, при данном виде фрезерования можно осуществлять гравирование профильными бор-фрезами, а также проводить обработку так называемых «карманов», «колодцев», «островов» и других сложных геометрических элементов.

Объемное 3D-фрезерование предназначено как для получения поверхностей произвольной формы, так и для обработки различных геометрических элементов твердых тел. В частности, система «*T-Flex ЧПУ*» предусматривает возмож-

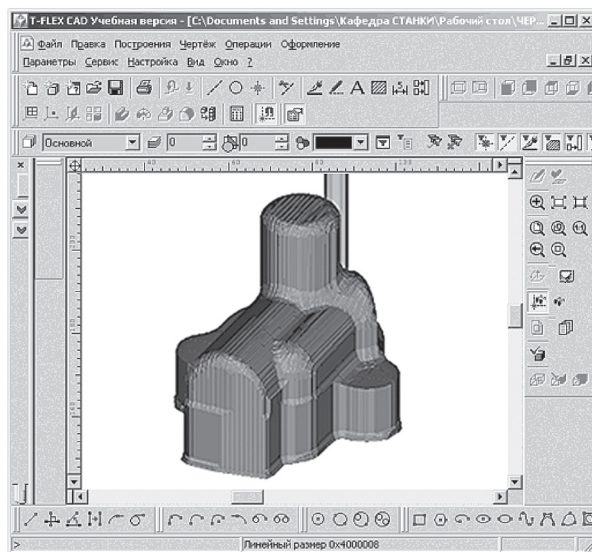


Рис. 8.39. Пример имитации управляющей программы для фрезерной обработки детали

ность объемного зонного фрезерования, которое включает в себя, например, обработку сечений, пазов, ребер и т. д.

Многоординатное 5D-фрезерование предназначено для обработки торцовой либо боковой частью инструмента поверхностей, имеющих большую кривизну. В этих случаях применение обычной объемной 3D-обработки становится невозможным или неэффективным из-за необходимости постоянного направления оси фрезы по нормали к формируемой поверхности. При 5D-фрезеровании также предусмотрена зонная обработка линейчатых поверхностей и твердых тел.

Одновременно с системой «T-Flex ЧПУ» поставляется ее приложение «T-Flex NC Tracer» — специализированный инструмент технолога-программиста. Основное назначение данного программного продукта заключается в имитации процесса обработки деталей по готовым управляющим программам для оборудования с ЧПУ (рис. 8.39).

Программа «T-Flex NC Tracer» выполняет следующие функции:

- чтение файлов управляющих программ, записанных в кодах ЧПУ по стандарту ISO 6983 или DIN 66025;
- автоматическое формирование твердотельной модели детали непосредственно на каждом шаге обработки;
- позиционирование, перенос и поворот твердотельных моделей для точной имитации обработки;
- динамическое вращение и масштабирование графического изображения модели обрабатываемой детали;
- возможность создания баз данных инструментов, используемых при обработке на одном или нескольких станках;
- задание твердотельных моделей заготовки, крепежных приспособлений и оснастки в виде параллелепипеда, цилиндра или модели любой формы;

- имитацию различных типов плоской и объемной обработки;
- определение возможных столкновений инструмента с заготовкой, крепежными приспособлениями и оснасткой, отслеживание врезания инструмента в заготовку на быстром ходу, обнаружение других ошибок в управляющей программе;
- фотореалистичную визуализацию процесса обработки с использованием 24-битной палитры (16,7 млн цветов), эффектами прозрачности и тени, динамическим изменением освещения и точным масштабированием фрагментов;
- интерактивное редактирование управляющих программ и их отладку с возможностью поэлементного поиска исходных кодов (команды, строки и т. д.);
- проведение ряда графических операций (создание сечений перпендикулярными плоскостями или в плоскости инструмента, создание разрезов) и просмотр зоны контакта системы заготовка—инструмент—деталь в процессе обработки.

Обычно установка и эксплуатация рассматриваемого комплекса программ для технологической подготовки производства на станках с ЧПУ выполняются на аппаратных средствах базовой системы «*T-Flex CAD 3D*».

САП «*Гемма 3D-5 D*» предназначена для автоматизированного программирования обработки наиболее сложных объемных изделий на многокоординатных фрезерных и других станках с ЧПУ, используемых, например при изготовлении технологической оснастки и специального инструмента. Данную систему рекомендуется применять при конструкторско-технологической подготовке производства совместно с пакетом «*Компас-3D*», в котором выполняется конструирование изделий.

8.9. Выбор системы ЧПУ при проектировании станков и станочных комплексов

В соответствии с функциональными возможностями все устройства ЧПУ подразделяются на четыре класса (по ГОСТ 21021—2000). Назначение и основные функциональные возможности УЧПУ каждого класса были рассмотрены в п. 8.4. При проектировании станков общего назначения конструктор прежде всего осуществляет поиск серийно выпускаемого устройства ЧПУ, которое по своим техническим данным и возможностям наиболее соответствует предъявляемым в конкретном случае требованиям. При начальном ознакомлении с некоторыми серийно выпускаемыми отечественными устройствами ЧПУ разных классов можно использовать следующие основные данные.

ОАО «Автоматика-Плюс» выпускает программируемые логические контроллеры с функциями ЧПУ 1-го класса типа УПУ-ТП, структурная схема которых показана на рис. 8.40.

Устройство ЧПУ типа УПУ-ТП в составе ПЛК 1, построенного на базе центрального процессорного модуля CPU-166, включает в себя модули позиционирования 2 типа МП-3 или МП-4 и пульт 4 управления станком (ПУС). Модуль МП-3 позволяет выполнять независимое или одновременное позиционирование по трем координатным осям. При необходимости одна из осей может управлять приводом главного движения станка. Сложные многокоординатные системы ЧПУ строятся на основе двух или более модулей типа МП в составе одного ПЛК.

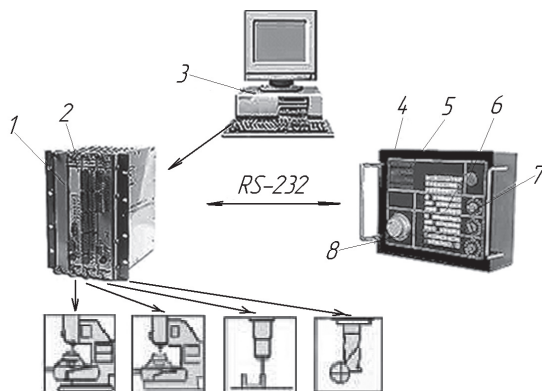


Рис. 8.40. Структура аппаратных средств модульной системы ЧПУ типа УПУ-ТП

Контроллер выполняет согласующую и координирующую функции во взаимодействии модулей МП и остального электрооборудования (электроприводов, датчиков и средств автоматики) станков. Высокая разрешающая способность (не грубее 1 мкм) в цифровом контуре регулирования положения, реализованном в МП-3, обеспечивает повышенную точность позиционирования и хорошее качество обрабатываемых поверхностей изделий. Для связи с пультом и внешним компьютером 3 контроллер снабжен портами последовательного канала RS-232 с протоколом обмена типа Profibus. Предусмотрены программные средства компенсации неточностей в механизмах станка, например таких, как накопленная ошибка шага ходового винта, люфт и зона нечувствительности.

Управление станками токарной и фрезерной групп производится оператором посредством пульта, который обеспечивает задание следующих режимов:

- наладочного, имеющего подрежимы импульсной подачи, выхода в исходную точку, ручного управления от «электронного штурвала» 8, настройки циклов «Конус», «Резьба» и «Копир»;
- автоматического, выполняемого в одном из подрежимов — с циклическим выполнением управляющей программы или ее отработкой отдельными кадрами.

Ввод данных осуществляется посредством 96-клавишной панели 6 с пленочным покрытием. Буквенно-цифровая индикаторная панель 5 отображает текущие положения по управляемым осям, номер инструмента, частоту вращения шпинделя и фактические величины рабочей подачи, мм/об, или скорости установочных перемещений, мм/мин. Имеются два корректора 7 скорости подачи (для 1-го и 2-го суппортов) и корректор частоты вращения шпинделя.

Дальнейшим развитием данной системы ЧПУ стало использование модулей управления движением типа МП-4 с интерфейсом для подключения одного регулируемого привода главного движения и трех следящих электроприводов подачи. При этом обеспечивается линейно-круговая интерполяция криволинейных траекторий движения в любой координатной плоскости, а также плавное ускорение и замедление при позиционировании. Всего можно установить до трех модулей МП-4 в один программируемый контроллер, выполняющих позиционно-контурное управление до 9 координатными перемещениями.

Для записи управляющей программы используется внутренняя твердотельная память пользователя типа Flash-EPROM, которая вмещает до 2000 фраз (кадров). Система программирования *AUTO*, установленная на внешнем компьютере, осуществляет подготовку не только технологических, но и функциональных программ автоматики станка. В графическом редакторе вычерчивается необходимая траектория движения режущего инструмента, по которой система формирует программу обработки заготовки и рабочую программу управления автоматическим циклом станка для контроллера. Таким образом, рассматриваемая система приобретает расширенные функциональные возможности, характерные для систем ЧПУ следующего класса.

Универсальная система ЧПУ 2-го класса типа FMS-3000 и ее модификация FMS-3100, разработанные российской фирмой «Модмаш-Софт», предназначены для управления различными типами фрезерных, токарных, сверлильно-расточных и многоцелевых станков, машинами для термической резки материалов и другим технологическим оборудованием. Адаптация к конкретному типу станка осуществляется с помощью программы электроавтоматики и разветвленной структуры параметров настройки системы ЧПУ. Основой для построения системы ЧПУ типа FMS-3000 является персональный компьютер промышленного исполнения, выполненный в виде рабочей станции.

Промышленный компьютер имеет следующую конфигурацию:

- материнская плата с процессором Pentium III, имеющим тактовую частоту 1 ГГц, и ОЗУ (RAM) — 512 Мб;
- гибкий 3,5" и жесткий дисководы;
- память пользователя типа Flash-EPROM — до 144 Мб;
- отсек для установки компакт-диска CD-ROM;
- сетевой контроллер в стандарте Ethernet;
- число синхронно управляемых (интерполируемых) координатных осей — 6;
- число дискретных входов/выходов — от 64 до 468 (при использовании внешних блоков).

Программное обеспечение системы реализовано на базе ядра операционной системы «жесткого» реального времени с использованием библиотеки *RT-Kernel* и гарантирует высокое качество выполнения таймерных задач управления следящими приводами подачи и циклами электроавтоматики. Открытая структура системы позволяет включать в состав прикладного обеспечения программные модули пользователя.

Станочный пульт предназначен для дополнительного удобства оператора. На пульте размещены: манипулятор типа «электронного штурвала»; 36 функциональных клавишей с символьными обозначениями и индикацией, корректоры частоты вращения шпинделя и рабочей подачи; кнопки включения-выключения и аварийного останова. Клавиатура выполнена герметичной с тактильным эффектом (срабатывание при легком прикосновении).

Важным достоинством системы ЧПУ типа FMS-3000 является возможность ее настройки на программирование модулей внешней памяти типа МВПН с емкостью 32 Кслов, выполненных на электрически программируемых микросхемах с независимым от источника питания хранением информации (аналог PC-Card). Операции чтения и записи информации производятся при подключении

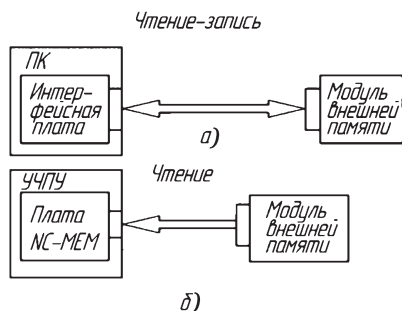
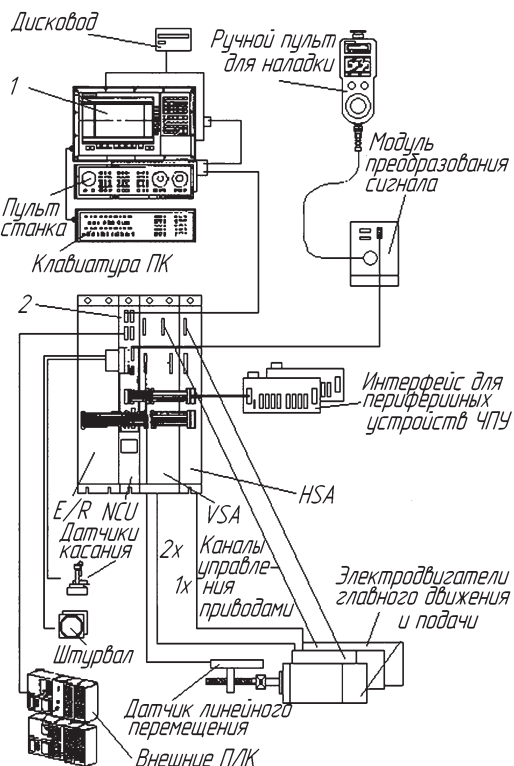


Рис. 8.41. Процесс переноса программы пользователя из ПК в память устройства ЧПУ

Рис. 8.42. Структура системы ЧПУ класса PCNC вместе с периферийными устройствами



модуля МВПН к персональному компьютеру типа IBM-PC, в том числе и в составе устройства ЧПУ типа FMS-3000 (рис. 8.41, а).

Записанная на кассете пользовательская программа может затем быть считана специальной платой NC-MEM (рис. 8.41, б), которая полностью заменяет блоки статического и динамического ОЗУ.

Полнофункциональные системы ЧПУ 3-го класса, предназначенные для управления станками с многокоординатным формообразованием сложных поверхностей деталей и гибкими производственными модулями на их базе, строятся по структуре PCNC (рис. 8.42).

Основные функции ЧПУ, такие, как взаимные преобразования координатных систем станка, инструмента, оснастки и детали, высокоточное позиционирование, интерполяция криволинейных траекторий и образуемых ими в технологическом процессе поверхностей, управление скоростью вращения электроприводов с адаптивным регулированием параметров, управление цикловой автоматикой и другие, обеспечиваются специализированным микропроцессорным контроллером реального времени. Такие микропроцессорные контроллеры 2 с функциями ЧПУ называют модулями управления движениями или компьютерными устройствами ЧПУ (CNC — NCU). В одном модуле NCU объединяются задачи ЧПУ, программируемого логического контроллера (ПЛК-PLC) и цифровой системы регулирования скорости электродвигателей главного движения (блок HSA) и подачи (VSA). В этот же модуль встроен блок питания и рекупе-

рации энергии (E/R). Связь с управляемым вспомогательным технологическим оборудованием (манипуляторами, накопительными, загрузочными и другими устройствами) выполняется посредством внешних программируемых логических контроллеров, дополнительно подключаемых к модулям ЧПУ.

Для выполнения терминальных задач, связанных с программированием, диагностированием и обслуживанием модулей NCU в режиме человекомашинного диалога, используется универсальный промышленный компьютер (ПК — PC 1) совместно с его периферийными устройствами — панелью оператора с дисплеем, пультом станка, клавиатурой ПК и другими устройствами ввода/вывода информации. Персональный промышленный компьютер или рабочая станция, модуль ЧПУ, внешние ПЛК и электрооборудование станка объединены в единую многоуровневую управляющую сетевую структуру посредством стандартных системных интерфейсов, например типа Profibus-DP.

Системы ЧПУ 4-го класса предусматривают управление группой станков совместно с дополнительным технологическим оборудованием в составе гибких автоматизированных участков (ГАУ), автоматических линий (ГАЛ) и цехов (ГАЦ). При объединении в локальную промышленную сеть (ЛПС) большого числа станков используется промышленный компьютер с функциями сервера, который координирует и обслуживает несколько локальных рабочих станций, реализующих функции систем ЧПУ типа PCNC. Программное обеспечение для прямого управления группой станков от общего ПК — Direct Numerical Control (DNC) также подразделяется на серверное и локальное (клиентское).

Задачи локальных узлов промышленной сети могут выполнять компьютерные системы ЧПУ с возможностями рабочих станций, например рассмотренные ранее системы PCNC (см. рис. 8.42). Однако полностью функции DNC могут выполнять только распределенные сетевые структуры АСУТП, один из вариантов которой показан на рис. 8.43. В результате многолетней работы над созданием систем управления технологическим оборудованием современного гибкого автоматизированного производства НПП «Модель» разработало систему ЧПУ типа NC-2000. Данная система управления отвечает приведенному набору требований для сетевых структур DNC: это распределенная система с гибкой архитектурой.

Базой построения ЧПУ является промышленная рабочая станция AWS-825 фирмы Advantech, которая управляет всей системой на уровне команд, обеспе-

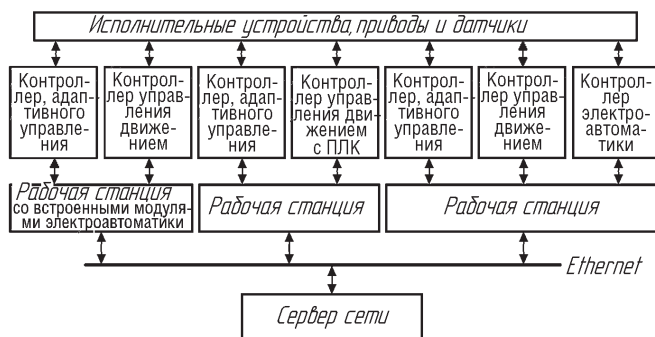


Рис. 8.43. Варианты структурных схем системы группового управления типа NC-2000

чивает пользовательский интерфейс, сетевые возможности во взаимодействии с автономными внешними устройствами (такими, например, как система автоматизированного измерения деталей), а также с сервером сети и компьютерными системами верхнего уровня. Работает станция под управлением операционной системы Windows NT.

Контроллер адаптивного управления выполняет функцию регулирования параметров технологического процесса или подстройки параметров оборудования в реальном масштабе времени.

На нижнем уровне системы ЧПУ типа NC-2000 расположены контроллеры, обеспечивающие управление технологическим оборудованием в режиме «жесткого» реального времени. Это могут быть контроллеры управления движением, контроллеры электроавтоматики, адаптивного управления и т.д. Все контроллеры объединены между собой и с базовой станцией в единую сеть, где имеют индивидуальный сетевой адрес.

Каждый контроллер получает задание от базовой станции, выполняет его и посылает базовой станции информацию о ходе выполнения задания.

Данная архитектура системы позволяет получить наивысшую скорость ее реакции на внешнее воздействие, сохранив обширные сетевые, графические и вычислительные возможности. Время отработки одного цикла управления движением в системе ЧПУ NC-2000 — не более 200 мкс, при этом один контроллер может управлять одновременно 32 координатными осями. Количество контроллеров в системе ЧПУ типа NC-2000 в основном определяется сетевыми возможностями.

Система ЧПУ типа NC-2000 позволяет вести программное управление несколькими процессами одновременно. В ней возможен как запуск нескольких процессов в пределах одного управляемого станка (разделение ресурса), так и нескольких процессов на разных единицах оборудования, имеющих свои контроллеры (локальный ресурс). Это позволяет использовать данную систему ЧПУ для управления гибкими автоматическими линиями, в том числе с разнесенными по цеху участками.

Для современных компьютерных систем ЧПУ характерен модульный принцип построения, который позволяет гибко конфигурировать их в зависимости от конкретных требований управляемого объекта. Пользователь может из небольшого числа аппаратных и программных компонентов быстро и эффективно собрать свою индивидуальную систему программного управления для самых различных технологий и производств.

В качестве примера рассмотрим комплексную систему средств автоматизации станков, роботов и технологических машин специального назначения, разработанную фирмой Siemens и получившую самое широкое применение во всех отраслях промышленности. В состав этого комплекса включены системы ЧПУ всех функциональных классов, известные под маркой Sinumerik, программируемые логические контроллеры Simatic и комплектные электроприводы Simodrive, состоящие из силовых электронных преобразователей, электродвигателей разных типов и датчиков. Модульная концепция построения данного комплекса на основе общей микропроцессорной базы и взаимосвязанных функциональных блоков позволяет выбрать наиболее эффективную комплектацию аппаратно-

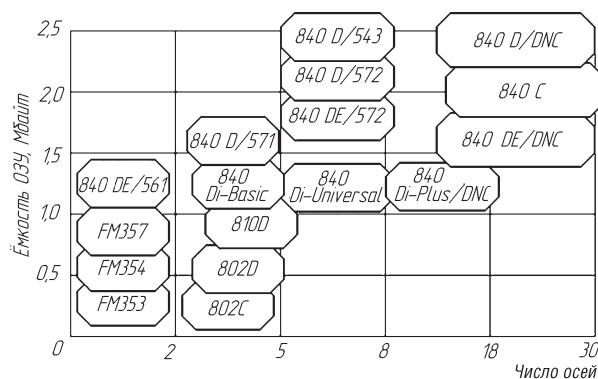


Рис. 8.44. Основные характеристики систем ЧПУ типа Sinumerik разных классов

программных средств системы ЧПУ, соответствующих классу решаемых задач. Интегральной характеристикой сложности выполняемых задач может быть, например, требуемая емкость буферной оперативной памяти для программ и данных пользователя, доступная процессору реального времени. В качестве обобщенной оценки принадлежности систем ЧПУ к определенному функциональному классу принимается наибольшее количество управляемых координатных осей. Обзор систем ЧПУ Sinumerik классов 1—4 для задач разной сложности показан в виде графика на рис. 8.44.

Моделирование в машиностроении

9.1. О моделировании систем

Моделирование — это неотъемлемая часть современных систем автоматизированного проектирования (САПР), на основе которой она совершенствуется и развивается.

В конце 1950-х годов в Массачусетском технологическом институте (США) впервые зародилось понятие CAD (САПР — рус.). В 1970-е годы оно распространилось как международное обозначение технологии конструкторских работ с применением вычислительной техники. При этом под CAD подразумевалась обработка данных средствами машинной графики. Аббревиатура CAD интерпретируется преимущественно как Computer Aided Design. Смысл этого понятия наиболее точно можно представить как проектирование и конструирование с помощью ЭВМ. Часто CAD понимают также как Computer Aided Drafting, что означает черчение с помощью компьютера (автоматизированное черчение).

9.1.1. Задачи моделирования

Основными задачами моделирования являются:

- 1) исследование сложных объектов, явлений или процессов на их моделях (например, математических) или на реальных объектах с применением теории подобия при постановке и обработке эксперимента;
- 2) изготовление моделей вновь создаваемых промышленных изделий для отработки их оптимальной конструкции и формы — один из основных методов в художественном конструировании;
- 3) изготовление моделей оборудования для исследования и оптимизации технических характеристик;
- 4) исследование производственных процессов путем создания моделей, отражающих структуру процессов, характеристики объектов и потоки информации.

Основа будущей конструкции станка закладывается на ранних стадиях проектирования — при разработке технического предложения и эскизного проекта. Эти стадии вполне можно назвать концептуальным проектированием.

Процесс проектирования любого технического объекта на ранних стадиях можно представить как многоэтапный процесс с итеративной структурой каждого этапа (рис. 9.1).

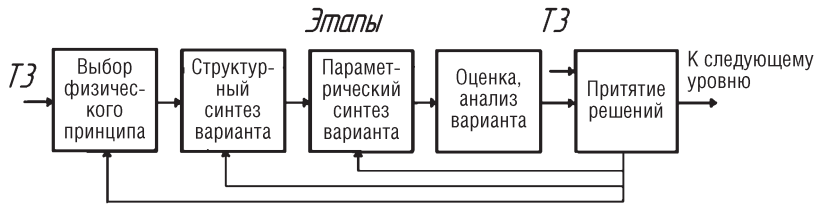


Рис. 9.1. Схема процесса концептуального проектирования

Проектирование на каждом этапе практически заключается в генерации конструктором альтернативного варианта объекта (при структурном или параметрическом синтезе объекта), его оценке (анализе) и принятии решения о дальнейших действиях в соответствии с требованиями технического задания — выбор варианта и переход к следующему уровню проектирования или продолжение процесса поиска лучшего варианта.

При итеративном проектировании должно существовать какое-либо правило остановки процесса, иначе поиск варианта конструкции практически никогда не закончится. При проектировании часто считают достаточным прекращение процесса через заданное конечное число итераций с выдачей удовлетворительного решения.

Наиболее совершенным концептуальное проектирование будет в случае, если ищется не любой приемлемый вариант из небольшой случайной группы, а проводится целенаправленный поиск наиболее эффективных вариантов с позиций некоторого набора критериев оптимальности и с учетом ограничений, указанных в техническом задании на проектирование. В этом случае говорят о так называемом оптимальном проектировании конструкции.

Предполагается, что у инженера существует представление о наилучшей конструкции в виде перечня сформулированных в техническом задании требований к показателям качества станка. Если учесть, что проектируемые станки как системы в большинстве случаев достаточно сложны, то количественное обоснование и выбор оптимального варианта возможны лишь в случае применения для этого моделирования. Иногда (относительно редко) в результате моделирования удается найти оптимальный вариант, гораздо чаще выделить несколько практически равноценных (так называемых эффективных) вариантов, из числа которых может быть сделан окончательный выбор.

Моделирование может быть реальным (натурным, физическим) или математическим. Однако сложности, возникающие при реальном моделировании целого станка (например, при желании оперативно внести изменения в моделируемую конструкцию или исследовать альтернативные варианты), сильно ограничивают его возможности. Значительно удобнее в этом случае использовать язык математики, т.е. применять математическое моделирование с помощью ЭВМ.

9.1.2. Классификация систем моделирования

Модель (франц. *modele*, итал. *modello*, от лат. *modulus* — мера, образец, норма):

- 1) физическая — устройство, схема, установка, система машин;

2) математическая — описание компонентов и функций, отображающих существенные свойства какого-либо объекта, процесса или явления;

3) образец — служит эталоном для серийного или массового воспроизведения (модель автомобиля, модель одежды и т.п.), а также тип, марка какого-либо изделия, конструкции;

4) форма — (изготовленная из дерева, глины, воска, гипса и др.) предназначена для воспроизведения изделия в другом материале (металле, гипсе, и др.).

Различают несколько *видов моделирования систем*: физическое, аналоговое, математическое и графическое (виртуальное).

Физическое моделирование это экспериментальные исследования либо на реальном объекте (или его части), либо на специальном стенде, который сохраняет природу явлений и физически подобен объекту.

При физическом моделировании используются:

- физические *натуральные* модели объектов или систем (основные элементы которых физически подобны натуральным и отображают главные характеристики объекта или системы);
- физические *масштабные* модели, изображающие в уменьшенном или увеличенном масштабе реальную систему или объект по размеру, массе, мощности и другим параметрам с использованием других материалов.

Физическое моделирование применяется преимущественно для изучения и проверки основ теоретических положений, уточнения схем замещения и расчетных формул, проверки действия аппаратов, установок, новых способов передачи энергии, новых схем защиты, регулирования и управления, а также для определения общих характеристик переходных процессов в системе, не имеющей точного математического описания.

Реальное моделирование, вообще говоря, является наиболее адекватным видом моделирования и позволяет получать новые результаты, которые иным путем получить просто невозможно. Результаты экспериментальных исследований отдельных элементов конструкции будущего станка широко используются при его проектировании.

Эффективность реального моделирования сложной системы оказывается недостаточно высокой, поскольку проведение его на реальном объекте либо требует больших материальных затрат и значительного времени, либо вообще практически невозможно (например, на этапе проектирования, когда реального объекта еще нет, не говоря уже о моделировании альтернативных вариантов). Эксперименты на реальной системе часто используются для проверки той или иной гипотезы.

При *аналоговом моделировании* используются универсальные аналоговые вычислительные машины, специализированные аналоговые модели, а также аналого-физические модели. Аналоговое моделирование применяется для исследования математически достоверно описываемых процессов в относительно простых схемах систем, обычно для изучения влияния на работу системы изменения отдельных параметров ее элементов и начальных условий процессов.

При *математическом моделировании* используется совокупность математических объектов (чисел, переменных, матриц, множеств, пространств и т.д.). Математические объекты находятся в некоторой связи (уравнения, неравенства,

преобразования и т.п.) и описывают процессы функционирования и структуру реального объекта, процесса, явления с заданной точностью. Математическое моделирование реализуется на ЭВМ.

При *графическом моделировании* используется совокупность различных графических элементов, отображающих в схематическом виде реальный (физический) объект. Графический элемент имеет адекватную математическую модель, обеспечивающую достаточно высокую точность определения заданных параметров элемента реального объекта. Графическое моделирование (также этот процесс называют построением расчетной схемы объекта) осуществляется вручную (на бумаге или компьютере) или автоматически (программно) на компьютере (виртуальное).

Например, при исследовании и анализе узлов несущей системы станка по различным критериям (тепловым, статическим, динамическим, изнашивания и др.) используются *физические, математические, графические* модели. В название таких моделей включается определение, соответствующее критерию или параметру, например — тепловая модель, статическая модель и др.

9.2. Математическое моделирование

Рассмотрим наиболее важный вид моделирования систем — математический, который является основополагающим в развитии систем автоматизированного проектирования.

Любые методы исследования систем с помощью ЭВМ опираются на математическое описание тех или иных процессов, происходящих в них. Под математическим описанием (или математической моделью) обычно понимают некоторое символическое описание тех особенностей изучаемого объекта или процесса, которые интересуют исследователя. Полнота описания свойств объекта в модели зависит от требований, предъявляемых к объекту. Например, если при проектировании несущей системы станка прочность не является лимитирующим критерием, то ее математическая модель вовсе не должна отражать прочностные свойства ее элементов. Поскольку модель строится для имитации лишь интересной для нас части свойств проектируемого объекта и отражает уровень наших знаний о нем (а знания эти никогда не бывают абсолютными), то она, как правило, лишь приближенно описывает поведение реального объекта.

Основное назначение математической модели — сделать возможным прогноз поведения проектируемого объекта при допустимых изменениях его структуры, параметров и условий внешней среды. Математическая модель допускает широкие исследования объекта в различных ситуациях и позволяет проводить сравнительный анализ альтернативных вариантов его конструкции.

9.2.1. Системный анализ и моделирование

В настоящее время технические науки, развиваясь, образуют целый спектр инженерных дисциплин. Поскольку объем знаний по каждой из этих дисциплин весьма велик, всякое углубление в одну из них неизбежно приводит ко все более узкой специализации ученых. Вместе с тем проектирование и исследование таких сложных технических объектов, какими являются современные станки, тре-

бует знаний не только в области механики, но и электротехники и электроники, гидромеханики и термодинамики, теории управления и автоматизации.

Современный станок как система относится к категории так называемых сложных (или больших) систем. Хотя строгого определения этого понятия не существует, в ряде работ сформулированы характерные особенности таких систем: возможность разделения на отдельные взаимодействующие подсистемы; физическая разнородность подсистем и их элементов; иерархичность структуры; статистический характер и неопределенность факторов, действующих в системе; многокритериальность оценок процессов, протекающих в системе, и др. Все эти свойства в полной мере присущи станкам. Усложнение технических объектов привело к необходимости участия в их разработке специалистов разного научного профиля. Однако эффективное сотрудничество такого рода специалистов возможно лишь при условии наличия основанной на математическом моделировании и использовании ЭВМ методологии междисциплинарного характера, в рамках которой проводились бы проектирование и исследование.

Впоследствии возник *системный анализ* как прикладная дисциплина, занимающаяся проблемами принятия решений в условиях, когда выбор альтернативы требует анализа сложной информации различной физической природы. Поскольку такой анализ невозможен без применения вычислительной техники, системный анализ подразумевает обязательное использование ЭВМ.

В системном анализе выделяют три главных этапа, которые всегда присутствуют в исследовании:

1) формулирование цели операции (постановка задачи исследования) на языке математики; при использовании векторной оценки $\{f(a)\}$ альтернативных вариантов это выглядит как стремление изменить конструкцию объекта так, чтобы каждый из его показателей качества $f_j(a)$ улучшился:

$$\{f(a)\} \rightarrow \text{opt},$$

где $\{f\}$ — вектор показателей качества объекта; $\{a\}$ — вектор варьируемых конструктивных параметров объекта;

2) формализация изучаемого объекта или процесса, т.е. построение его математической модели (следует помнить о том, что с помощью одной и той же модели можно изучать разные операции);

3) решение сформулированной выше оптимизационной задачи.

Рассмотрим более подробно *основные этапы системного анализа*.

Первым этапом исследования является формулирование цели. Обычно цель связана с созданием конструкции, превосходящей существующие. То есть цель трактуется как некоторая оптимизационная задача. На самом деле цель может быть значительно шире. Например, требуется обеспечить лишь заданную точность станка, но при этом гарантировать возможность выполнения на станке без потери устойчивости работ, связанных со снятием значительных сечений стружки. Таким образом, представление цели в виде оптимизационной задачи — не единственный способ ее формулирования. Но оно является достаточно распространенным в связи с развитостью методов оптимизации и вытекающим отсюда удобством формализации решаемой задачи.

Особенностью этого этапа исследования для большинства технических объектов является необходимость работы сразу с несколькими показателями качества, зависящими от одних и тех же конструктивных параметров и часто являющихся противоречивыми.

На втором этапе проводится формализация исследуемого объекта. От качества моделей в значительной степени зависят результаты всего проектирования.

Математические модели при проектировании обычно строят на основе фундаментальных законов, имеющих экспериментальных данных и с учетом допущений, введение которых представляет собой важный момент построения модели. В общих чертах он может быть охарактеризован как процесс уменьшения сложности системы, в то же время сохраняющий достаточно полный объем информации о ней. Допущения можно подразделить, по крайней мере, на две группы. Одна из них связана с желанием упростить модель за счет исключения некоторых свойств (например, нелинейности, стохастичности) и переменных системы, которые являются несущественными при решении данной задачи. Вторая — с нечеткостью информации о каких-либо свойствах и особенностях системы, вызванных ограниченностью имеющихся знаний в данной области (например, по демпфированию и контактной жесткости стыков).

В конечном счете ту или иную математическую модель строят на основе критерия практики, понимаемого в самом широком смысле.

Третий этап исследования является решением сформулированной выше задачи тем или иным математическим методом. Однако не следует относиться к нему как к чисто математическому этапу. Очень часто успешное решение поставленной задачи требует использования и на этом этапе неформальных рассуждений соответствующего специалиста (эксперта).

Особенности системного анализа. Важная особенность новой методологии проектирования и исследования, на которую следует обратить внимание, — это так называемый «системный подход» к моделированию.

При классическом (или индуктивном) подходе создание модели происходит путем слияния ее компонентов, независимых друг от друга. Такой подход применим при моделировании лишь сравнительно простых объектов, в которых возможны разделение и независимая разработка отдельных частей. Каждый компонент при этом имеет свои собственные выходные параметры и может рассматриваться отдельно от других.

Для модели сложного объекта такая разобщенность отдельных компонентов недопустима, так как не учитывает их взаимозависимости и возникновения при этом нового системного эффекта. Любая задача, связанная с характеристиками отдельного компонента сложного объекта, должна обязательно решаться с учетом ее взаимодействия с другими компонентами и влияния на характеристики всей системы. Этот общеметодологический принцип, заключающийся в стремлении изучить явление во всей его полноте, в связи с другими явлениями, носит название системного подхода. Его сущность, в первую очередь, состоит в разделении системы и среды ее функционирования и в относительности такого разделения. Это значит, что на каждой ступени детализации под системой понимается та часть конструкции, поведение которой нас интересует, а под средой — все

объекты, внешние по отношению к рассматриваемой системе и взаимодействующие с ней.

Например, при исследовании шпиндельного узла станка как термодинамической системы можно считать внешними воздействиями со стороны среды параметры режима работы — частоту вращения шпинделя и условия его нагружения. В этом случае система шпиндельного узла должна включать в себя подсистему теплообразования, моделирующую формирование моментов трения и тепловых потоков в опорах шпинделя. Но можно границу система — среда провести иначе, считая внешними воздействиями на исследуемую систему тепловые потоки, приложенные к шпинделю в местах установки подшипников. Естественно, в последнем случае модель будет проще, однако потребуются более труднодоступная информация о тепловой нагрузке, приложенной к шпинделю. Таким образом, разделение системы и среды связано с уровнем рассмотрения системы. Это специфическая черта системного подхода.

9.2.2. Классификация математических моделей

По характеру отображаемых свойств объекта математические модели подразделяются на *структурные* и *функциональные*.

Структурные модели различают как *топологические* и *геометрические*.

В *топологических* моделях отображаются состав и взаимосвязи элементов объекта. Их применяют для описания объектов, состоящих из большого числа элементов, например, задача компоновки оборудования в автоматическую линию или задача разработки технологического процесса. *Топологические* модели могут иметь форму графов, таблиц, списков, расчетных схем.

В *геометрических* моделях отображаются геометрические свойства объекта, такие, как форма и взаимное расположение деталей. Для отображения геометрических свойств деталей со сравнительно несложными поверхностями применяют математические модели, представленные в алгебраической форме. В алгебраических моделях тела описываются системами алгебраических и логических выражений, отображающих их форму (плоскость, цилиндр и т.д.) и условия принадлежности точек внутренним областям тел.

Для сложных поверхностей алгебраические модели оказываются слишком громоздкими, их трудно получить и неудобно использовать. Область их применения обычно ограничивается поверхностями первого и второго порядков. Для сложных поверхностей применяют каркасные и кинематические модели.

Каркасные модели представляют собой множества точек или кривых, принадлежащих моделируемой поверхности. Например, выбор каркаса в виде линий, образующих сетку на описываемой поверхности, приводит к разбиению поверхности на отдельные участки (рис. 9.2). В пределах каждого из участков, имеющих малые размеры, возможна удовлетворительная по точности аппроксимация поверхности простыми, как правило, линейными алгебраическими уравнениями. Коэффициенты этих уравнений рассчитываются исходя из условий плавности сопряжений участков.

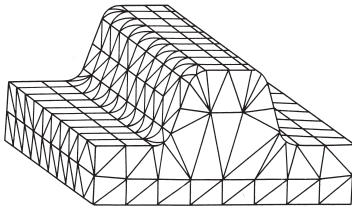


Рис. 9.2. Каркасная геометрическая модель детали

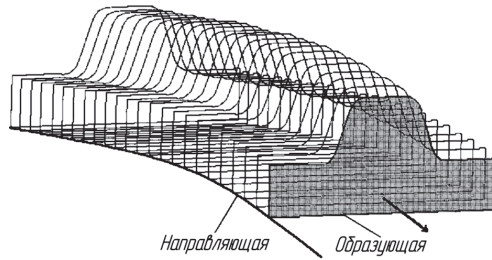


Рис. 9.3. Кинематическая геометрическая модель детали

Кроме представления геометрической формы, уравнения каркасной модели используются в методе конечных элементов, с помощью которого рассчитывают напряженно-деформированное состояние конструкции, температурные поля, упругие деформации и т. д. (см. п. 9.3).

В кинематических моделях поверхность представляется перемещением в трехмерном пространстве кривой, называемой образующей линией, по кривой, называемой направляющей линией (рис. 9.3). Эти модели используются для построения трехмерного изображения деталей в различных системах компьютерной графики.

По способу представления свойств объекта функциональные модели подразделяются на аналитические и алгоритмические.

Аналитические модели представляют собой явные аналитические выражения выходных параметров как функций входных и внутренних параметров. Однако такое представление удается, как правило, при принятии существенных допущений и ограничений.

Алгоритмические модели выражают связи выходных параметров с параметрами входными и внутренними в форме алгоритма (например, численный метод решения системы уравнений). Разновидностью алгоритмической модели является имитационная математическая модель, отражающая поведение исследуемого объекта во времени при задании внешних воздействий на объект.

Аналитические и алгоритмические математические модели подразделяются на модели *микроуровня* и *макроуровня*. Особенностью моделей на *микроуровне* является отражение физических процессов, протекающих в непрерывном пространстве и времени. Типичными математическими моделями на микроуровне являются дифференциальные уравнения в частных производных. В них независимыми переменными являются пространственные координаты и время. С помощью этих уравнений рассчитываются, например, поля механических напряжений и деформаций, электрических напряжений, температур и т. д.

На *макроуровне* для составления математической модели используют системы обыкновенных дифференциальных уравнений, где независимой переменной является время, а зависимыми переменными величинами — сила и скорость, напряжение и сила тока, давление и расход жидкости или газа и т. д.

Математические модели объектов. Абстрагируясь от конкретной физической сущности, любой технический объект можно представить как систему. Под системой в данном случае понимается совокупность взаимодействующих



Рис. 9.4. Принципиальная схема системы

между собой частей объекта, образующих единое целое. Все, что не входит в данную конкретную систему S , считается внешней средой. Выбор границы система S —среда определяется самим исследователем и зависит от цели исследования, а также имеющихся знаний о системе. Необходимость представления изучаемого объекта в виде системы вытекает из принципов системного подхода к исследованию.

В большинстве случаев изучаемые объекты обладают практически бесконечным числом свойств, под которыми понимаются величины, отражающие поведение этих объектов при функционировании. При построении математической модели объекта невозможно учитывать все его свойства, поэтому необходимо отобрать лишь те, которые наилучшим образом описывают данный объект с позиций достижения поставленной цели исследований.

Например, при исследовании износа направляющих станка можно не интересоваться теплофизическими свойствами его деталей. Таким образом, система всегда рассматривается как отображение лишь некоторых свойств реального объекта.

После того как на основе изучения проблемной ситуации сформулировано общее представление об объекте как системе, обладающей заданными свойствами, необходимо определить переменные, которые будут представлять эти свойства в системе.

Изобразим систему схематически, как это показано на рис. 9.4. Система испытывает воздействия со стороны внешней среды и сама воздействует на нее.

Множество переменных, с помощью которых описывается функционирование системы, обычно подразделяется на:

- вектор $\{u(t)\}$ входных (внешних) воздействий на систему;
- вектор $\{y(t)\}$ выходных переменных системы;
- независимую переменную t (время).

Входные воздействия (возмущающие и управляющие) характеризуют влияние внешней среды на функционирование системы. Представим их в общем случае в виде суммы детерминированных $\{x(t)\}$ и случайных $\{\delta(t)\}$ воздействий. Входные воздействия $\{u(t)\}$ не зависят от системы и могут рассматриваться как условия, влияющие на выход $\{y(t)\}$ системы. Они, как и время t , являются независимыми переменными, а $\{y(t)\}$ — зависимыми переменными системы.

Выходными переменными могут быть, например, отклонения координат точек упругой системы станка от установившегося положения под действием приложенных нагрузок.

Преобразование входных воздействий на систему S в выходные переменные можно представить в общем виде с помощью некоторого оператора

$$\{y(t)\} = F_S\{\{u(t)\}, t\}, \quad (9.1)$$

где векторы $\{y(t)\}$ и $\{u(t)\}$ в общем случае являются функциями времени t , а вид оператора $F_S(\dots)$ определяется структурой системы.

Выражение (9.1) можно считать математической моделью объекта, отображением которого является система S .

Под символом $F_S(\dots)$ здесь понимаются любые математические действия — алгебраические операции, решение дифференциальных, интегральных и других уравнений, логические действия и др.

В большинстве случаев связь между выходными $\{y(t)\}$ и независимыми переменными системы имеет вид не явной зависимости (9.1), а системы уравнений. В этих уравнениях для описания поведения системы в любой момент времени используют обобщенные координаты системы $\{q(t)\}$, называемые также переменными состояниями или фазовыми переменными.

Иногда переменные состояния $\{q(t)\}$ могут совпадать с выходными переменными $\{y(t)\}$ системы. Обычно в качестве обобщенных координат (переменных состояний) выступают:

- в механических системах — перемещения, деформации, скорости, силы;
- в гидравлических системах — давления и расходы;
- в электрических и электронных системах — токи и напряжения.

Вектор переменных состояния $\{q(t)\} = (q_1(t), q_2(t), \dots, q_n(t))^T$ задает состояние системы в виде точки в пространстве состояний. Выходные переменные $\{y(t)\}$ системы в момент времени $t > t_0$ полностью определяются начальным состоянием $\{q(t_0)\}$, входными воздействиями $\{u(t)\}$ и конструктивными параметрами системы с помощью уравнений

$$\begin{cases} \dot{q}(t) = \{f(q(t), u(t), t)\}; \\ y(t) = \{g(q(t), u(t), t)\}, \end{cases} \quad (9.2)$$

где $\{f\}$ и $\{g\}$ — вектор-функции, во-первых, связывающие все эти переменные, и, во-вторых, преобразующие, если это необходимо, переменные состояния в выходные переменные системы.

Уравнения (9.2) известны как стандартная форма уравнений состояния и являются разновидностью математической модели системы S .

Система имеет p конструктивных параметров. К ним обычно относят геометрические размеры элементов и их физико-технологические свойства. Вектор конструктивных параметров можно представить в виде суммы варьируемых при проектировании параметров $\{a\}$ (управляемых) и неуправляемых параметров. Параметры в зависимости от постановки задачи могут рассматриваться как детерминированные или случайные величины.

Зависимости выходных переменных $\{y(t)\}$ от независимых переменных системы или конструктивных параметров называют характеристиками. Например, зависимость относительных перемещений инструмента и обрабатываемой детали от силы резания является характеристикой податливости упругой системы станка.

Выходные переменные $\{y(t)\}$ (или характеристики) системы считают показателями ее качества. По ним можно судить о правильности функционирования системы. Если в роли системы выступает целый станок, то его выходные пере-

менные называют технико-экономическими показателями (показателями эффективности).

Характеристики системы зависят не только от свойств ее элементов, но и от особенностей их взаиморасположения и связи друг с другом, определяемых структурой объекта. Структура — это способ организации системы из составных частей. Например, для станка структурой является его компоновка. Эффективность структуры определяется числом, формой и содержанием ее составных частей, а также местом, которое они занимают в структуре, и существующими между ними отношениями. Чаще всего множество вариантов структуры — дискретное и счетное. При переходе от одной структуры к другой обычно происходит изменение набора конструктивных параметров системы.

Приведенные математические соотношения представляют собой модели систем в самом общем виде.

Свойства переменных $\{u\}$, $\{y\}$ и оператора $F_S(\dots)$ системы можно положить в основу классификации математических моделей объектов. Рассмотрим это более подробно.

Соотношения вида (9.2) являются математическим описанием поведения системы S во времени, т. е. отражают ее динамические свойства. Поэтому их принято называть *динамическими (временными) моделями*.

Статические модели можно считать частным случаем динамических моделей, когда входные и выходные переменные не зависят от времени.

Важным свойством моделей системы S является характер их детерминированности. Здесь различают *детерминированные и стохастические (вероятностные) модели*. Если оператор F_S в уравнении (9.1) не содержит элементов случайности или они не учитываются при анализе системы (т.е. случайные входные воздействия $\{\delta(t)\}$ отсутствуют и конструктивные параметры системы не подвержены случайным изменениям), то модель можно назвать детерминированной. Такая модель позволяет однозначно определять выходные параметры $\{y(t)\}$ системы по известным входным воздействиям.

Математические модели, в которых учитываются случайные входные воздействия (или случайные внутренние параметры), называются *стохастическими*. В таких моделях выходные характеристики являются случайными величинами. Их нельзя однозначно определить по известным входным воздействиям. Однозначно можно определить лишь распределение вероятностей выходных характеристик, если заданы распределения вероятностей входных воздействий и параметров системы.

Оператор F_S может содержать в явном виде параметры системы, например варьируемые параметры $\{a\}$. В этом случае математическая модель системы имеет вид

$$\{y(t)\} = F_S[\{u(t)\}, \{a\}, t], \quad (9.3)$$

где $\{a\} = (a_1, a_2, \dots, a_l)^T$ — вектор варьируемых параметров.

Модели такого вида называются *параметрическими*, в отличие от *непараметрических*, которые параметров в явном виде не содержат. Типичными представителями параметрических моделей являются обыкновенные дифференциальные уравнения, коэффициенты которых соответствуют параметрам.

Важным признаком, по которому также различают *модели*, является их *линейность* или *нелинейность*. Говоря о линейности модели, можно относить этот термин как к внешним воздействиям, так и к внутренним параметрам модели, т.е. модель может быть линейна по $\{u\}$, но нелинейна по параметрам $\{a\}$ (например, $y = a_0 + a_1 a_2 u$), или нелинейна по $\{u\}$, но линейна по параметрам $\{a\}$ (например, $y = a_0 + a_1 u^2$).

Основное различие между линейными и нелинейными моделями заключается в том, что для последних не выполняется *принцип суперпозиции*: если u_1 — выходной сигнал, обусловленный внешним воздействием u_1 , а u_2 — выходной сигнал, обусловленный воздействием u_2 , то при внешнем воздействии $(k_1 u_1 + k_2 u_2)$ на выходе системы наблюдается сигнал $(k_1 u_1 + k_2 u_2)$. Если в линейной модели сумма сигналов подчиняется тому же оператору F_S , что и исходные сигналы, то для нелинейной модели это не соблюдается. Разделение на линейные и нелинейные имеет смысл лишь для детерминированных моделей.

Практически каждый реальный объект, в том числе и станок, имеет те или иные нелинейности. Это могут быть нелинейности упругих характеристик отдельных звеньев его конструкции, петли гистерезиса из-за сил сопротивления в стыках, зазоры в зубчатых передачах, винтовых механизмах и др. Исследование сложных объектов с помощью нелинейных моделей подчас вызывает известные трудности. Поэтому часто прибегают к идеализации этих объектов и рассмотрению в линейном приближении. Это в ряде случаев (если их характеристики не содержат разрывов или изломов, т.е. не являются существенно нелинейными) вполне допустимо при условии, что в исследуемом режиме работы объекта отклонения переменных от установившихся значений остаются все время достаточно малыми.

Выше уже говорилось о том, что математические модели объектов редко имеют вид явных зависимостей, связывающих их характеристики с внешними воздействиями и параметрами, когда исследование можно проводить аналитическим методом. Обычно это удастся лишь для сравнительно простых систем или при значительных упрощениях исходной модели (например, для получения ориентировочных результатов).

С усложнением исследуемых объектов их математические модели все чаще реализуются в виде так называемых машинных моделей, т.е. моделей, предназначенных для анализа на ЭВМ с помощью тех или иных численных методов. В дальнейшем речь будет идти, в основном, о таких моделях. Чтобы получить машинную модель объекта, необходимо сначала разработать его математическую модель, привести ее к алгоритмическому виду, а затем реализовать ее программно. В процессе исследования объекта с помощью машинной модели часто приходится ее уточнять, варьировать. Ясно, что если при этом приходится вновь заниматься программированием, то процесс моделирования объекта на ЭВМ не будет эффективным. Чтобы добиться требуемой гибкости процесса исследования, нужно стремиться к параметризации системы. В этом случае варьирование конкретной модели будет состоять лишь в задании новых ее параметров, причем на языке (или коде), естественном для данной предметной области.

При таком подходе строить математическую модель системы S формально не требуется, так как программное обеспечение должно обеспечивать непосред-

ственный переход от содержательного описания моделируемой системы S к ее машинной модели. Содержательное описание существенно облегчает пользователю процесс моделирования. Он просто описывает расчетную схему объекта с использованием понятий из хорошо известной ему предметной области, задает значения параметров элементов этой схемы и внешние воздействия, а ЭВМ «сама строит» машинную модель.

В настоящее время математическое моделирование используется в практике анализа самых различных сложных систем. Не вдаваясь в подробное рассмотрение этого разнообразия, отметим, что все системы могут функционировать либо в дискретном, либо в непрерывном времени.

Первый класс систем — это, в основном, различные объекты в автоматизированных системах управления, устройствах контроля и регулирования и т.д. Для них характерны наличие дискретных состояний и дискретный характер работы во времени. Модели этих систем используют для решения, например, таких задач, как оценка показателей эффективности гибкого автоматизированного участка для обработки корпусных деталей при различных формах организации технологического процесса, оценка работоспособности участка при выходе из строя отдельных рабочих позиций, оценка степени загрузки оборудования, комплексные исследования эффективности вариантов структур производственных систем, автоматических линий, программное управление транспортными средствами и технологическим оборудованием производственной системы или ее звена и т.п.

Другой класс систем — системы, функционирующие в непрерывном времени. Исторически такие системы, широко распространенные во всех сферах нашей жизни, от экологии и социальных проблем до производства и экономики, были первыми, которые оказали большое влияние на формирование технологии моделирования. Конструкции машин, станков относятся к этому классу систем. Для их моделирования обычно используются дифференциальные уравнения (обыкновенные и в частных производных). Модели в виде дифференциальных уравнений непосредственно вытекают из физических законов, описывающих процессы, происходящие во времени в исследуемой системе. Они являются основным типом моделей, рассматриваемых ниже.

9.2.3. Основные требования, предъявляемые к математическим моделям

К математическим моделям предъявляются требования — *универсальности, точности, адекватности и экономичности*. Степень универсальности характеризует полноту отражения в модели свойств реального объекта. Математическая модель отражает лишь некоторые свойства объекта. Например, если математическая модель отображает геометрические свойства объекта, то она предназначена для их описания в форме чертежа; если описывает физические процессы, протекающие в объекте, то с помощью такой модели можно исследовать поведение объекта в различных условиях. Если модель содержит информацию о способах и операциях, используемых при изготовлении объекта, то с помощью такой модели разрабатывают технологические процессы механической обработки и сборки изделий.

Точность ε математической модели оценивается степенью совпадения значений выходных характеристик реального объекта y_{j0} и значений тех же характеристик, рассчитанных с помощью модели y_{jm} :

$$\varepsilon_j = \frac{y_{jm} - y_{j0}}{y_{j0}}.$$

Точность модели может характеризовать максимальное значение относительной погрешности ε_j $\varepsilon = \max \varepsilon_j$.

Адекватность математической модели — способность отражать свойства объекта с точностью, не ниже заданной. Как правило, адекватность модели имеет место лишь в ограниченной области изменения внешних воздействий и параметров. Такая область называется областью адекватности модели.

Однако, чтобы обеспечить адекватность, приходится решать проблему соответствия объекта и его модели, т.е. проводить дополнительные исследования согласованности результатов математического моделирования с реальностью. Для этой цели вполне уместен натурный эксперимент. Таким образом, математическое моделирование является удобным средством решения задачи выбора лучшей альтернативы при проектировании.

Поставим в соответствие i -му альтернативному варианту совокупность чисел — вектор варьируемых параметров конструкции (l — число этих параметров):

$$\{a_i\} = (a_{i1}, a_{i2}, \dots, a_{il})^T.$$

Пусть каждый альтернативный вариант $\{a\}$ обладает несколькими свойствами $\Phi_1, \dots, \Phi_m$, характеризующими его качество, и каждое такое свойство Φ_j , называемое показателем эффективности (частным критерием), выражается числом f_{ij} — оценкой варианта a_i по критерию Φ_j . Частные критерии образуют векторный критерий $\{\Phi\}$. Считается, что каждый альтернативный вариант $\{a_i\}$ полностью характеризуется соответствующей векторной оценкой $\{f_i\}$. Ориентируясь на эту оценку, можно принять решение о выборе наиболее эффективного варианта конструкции уже не интуитивно, а достаточно обоснованно. Однако, чтобы это стало возможным, необходимо предварительно разработать адекватные математические модели для каждого критерия, создать алгоритмы и соответствующее программное обеспечение для вычисления оценок f_{ij} , $j = 1, \dots, m$ альтернативных вариантов.

Экономичность математической модели характеризуется затратами подготовительного времени и вычислительных ресурсов (затратами машинного времени и памяти) на ее реализацию.

Требования высокой точности, универсальности, широкой области адекватности, с одной стороны, и экономичности, с другой стороны, противоречивы. Можно создать универсальную модель, отображающую многие свойства объекта — от геометрического изображения до способов его изготовления. Однако обеспечить ее высокую точность, особенно в части моделирования физических процессов, возможно только в ограниченной области адекватности. Расширить область адекватности при высокой точности модели можно на основе использо-

вания алгоритмов, требующих увеличения вычислительных ресурсов, т.е. более совершенного технического обеспечения процесса моделирования.

Чувствительность математической модели. При проектировании конструкции важно знать степень влияния того или иного ее параметра или протекающего в ней процесса на величину, характеризующую выбранный критерий качества. Это необходимо для выявления тех параметров, к изменению которых наиболее чувствительны значения критериев качества конструкции. От правильного их выбора зависит успех проектирования.

Основная задача анализа чувствительности заключается в установлении эффективных соотношений между переменными параметрами конструкции и изменениями ее наиболее важных функциональных характеристик. Наиболее достоверную информацию о чувствительности отдельных критериев качества модели к изменению ее параметров предоставляют регрессионные модели, полученные методами планирования эксперимента.

Если математическая модель некоторого процесса задана функцией ряда параметров $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, то анализ чувствительности этой функции к изменению ее параметров $x_1, x_2, \dots, x_n$ может выполняться путем вычисления коэффициентов чувствительности.

Классическим коэффициентом чувствительности является частная производная функции по входящим в нее параметрам

$$K_i = \frac{\partial f(x_1, \dots, x_2, \dots, x_n)}{\partial x_i},$$

но их значения неудобны тем, что имеют разную размерность, и в этом случае трудно определить, к изменению какого из параметров наиболее чувствительна исследуемая функция.

Дифференциальные и конечно-разностные коэффициенты чувствительности безразмерны:

$$K_i = \frac{x_0}{f_0} \frac{\partial f(x_1, \dots, x_2, \dots, x_n)}{\partial x_i};$$

$$K_i = \frac{x_0}{f_0} \frac{\Delta f(x_1, \dots, x_2, \dots, x_n)}{\Delta x_i},$$

где f_0 и x_0 — начальные значения функции и параметра x_i , по которому вычисляется коэффициент чувствительности.

9.2.4. Основные этапы разработки математических моделей

Выше уже было сказано о важности построения математической модели исследуемого объекта, составляющей основу решения наиболее важных задач его системного анализа. Поэтому разработке модели обычно уделяют много внимания при исследовании.

При всей важности этого мероприятия нельзя не обратить внимания на существенную неопределенность связи между моделируемыми объектами и их моделями. Даже при одинаковых задачах машинного моделирования какого-либо конкретного объекта ему может соответствовать несколько моделей, более или

менее полно отражающих его основные свойства. Разработка удачной модели является своего рода искусством, и за кажущейся простотой этой процедуры порой скрывается большой опыт, имеющийся у соответствующего специалиста. Проблема совершенствования процедуры разработки моделей объектов еще ждет своего разрешения на основе, например, создания специальных экспертных систем с базами знаний.

Несмотря на большое разнообразие технических объектов, сложилась определенная последовательность разработки их математических моделей. Будем считать, что цель исследования сформулирована и имеется содержательное описание проблемы. Рассмотрим более подробно основные этапы разработки математических моделей.

1. *Анализ проблемы и определение выходных переменных модели.* Исследование обычно бывает связано с изысканием путей достижения указанного техническим заданием уровня тех или иных показателей качества объекта или с его оптимизацией по заданным критериям. В роли показателей качества и критериев оптимальности обычно выступают выходные переменные системы или их функции. Например, показателем точности станка можно считать изменение ΔN относительного положения инструмента и заготовки при резании по нормали к поверхности обработки. Планируя проводить исследование точности станка, естественно принять ΔN за один из выходов y_j системы (выходную переменную модели системы).

Заданный уровень выходных переменных объекта называют техническими требованиями $\{y_{(тт)}\}$, а требуемые соотношения между выходными переменными и техническими требованиями — условиями работоспособности объекта. Если для приведенного выше примера $\Delta N_{(тт)}$ — технические требования к точности, то условие работоспособности станка по точности будет задано соотношением

$$\Delta N < \Delta N_{(тт)}.$$

Таким образом, анализ проблемы включает в себя, в первую очередь, определение показателей качества или показателей эффективности процесса функционирования объекта. Задачей исследования проектируемого объекта обычно является нахождение путей использования заданных ресурсов для изменения уровня этих показателей в целях выполнения условий работоспособности. Для этого необходимо установить количественные зависимости показателей качества от различных конструктивных параметров, т.е. построить соответствующие математические модели. Таким образом, за выходы разрабатываемых моделей в этом случае должны быть приняты показатели качества объекта, т.е. y_j . Выходы должны иметь возможность прямого или косвенного измерения (для экспериментальной проверки адекватности модели).

2. *Сбор и анализ информации.* Уяснив цель исследования и определив выходы будущей математической модели, необходимо заняться сбором, систематизацией и обстоятельным анализом имеющейся информации о изучаемом и аналогичных объектах. Какого рода информация необходима для дальнейшей разработки модели? Во-первых, о структуре изучаемого объекта, во-вторых, о внешних воздействиях и конструктивных параметрах, влияющих на вы-

ход модели, и, в-третьих, о моделях, описывающих аналогичные объекты. Используются самые различные источники информации. Это могут быть литературные источники, обзоры, опросы экспертов и, наконец, экспериментальные данные.

Информация о факторах, влияющих на выходные переменные модели, в значительной степени зависит от цели исследования. Например, для решения технологических задач (оценка качества объекта, оптимизация режимов обработки, выбор инструмента и т.д.), разработки системы управления подчас можно ограничиться использованием аппроксимирующих моделей (когда характеристика объекта заменяется какой-либо более простой или более удобной функцией, близкой по поведению к исходной характеристике, но не обязательно отражающей физическую сущность происходящих в объекте процессов). В этом случае основное внимание уделяют выбору вида аппроксимирующей функции и методам определения ее параметров, а структурой и конструктивными параметрами объекта интересуются значительно меньше.

При конструировании такой подход годится только тогда, когда параметры аппроксимирующей функции имеют аналоги среди параметров исследуемого объекта. Дело в том, что средствами обеспечения заданного уровня тех или иных показателей качества объекта при конструировании являются его структура и значения конструктивных параметров. Именно эти ресурсы используют при создании эффективной конструкции. Поэтому модель в данном случае должна отражать, помимо связи выходных переменных с внешними воздействиями, присущие конструкции внутреннюю структуру и параметры, существенно влияющие на показатели качества объекта. Состав факторов при этом заметно расширяется. В их число попадают теперь не только внешние воздействия и конструктивные параметры, но и элементы расчетных схем объектов.

Отсутствие в модели или неправильное представление хотя бы одного из существенных факторов может повлечь за собой ошибочную интерпретацию явлений, протекающих в объекте, и стать причиной серьезных ошибок в решениях, принимаемых с помощью модели. В моделях, используемых при конструировании, информация о существенных параметрах практически всегда предполагает их взаимосвязь с определенной структурой. И наоборот, для описания объекта с заданной структурой всегда необходим определенный набор параметров. Поэтому собираемая информация относится, в первую очередь, к структурному представлению объектов, аналогичных исследуемому.

Если речь идет о модели объекта, имеющего известные аналоги, то проблема с анализом информации о структуре и существенных параметрах решается относительно просто. Если же речь идет о построении модели плохо изученной системы, следует в первую очередь провести оценку влияния факторов на выходные переменные. Для этого на ранних стадиях проектирования часто используют опросы экспертов. Экспертные оценки отражают опыт, интуицию и знания специалистов относительно исследуемого объекта и, несмотря на субъективность, содержат полезную объективную информацию. Естественно, для проведения опроса экспертов должна быть разработана специальная анкета с вопросами, на которые надо дать ответы в определенной форме. Результаты опроса подвер-

гаются затем специальной обработке. Опрос позволяет ранжировать факторы по степени их влияния на выходные параметры.

По наличию собранной информации все объекты могут быть подразделены на несколько групп:

- 1) объекты, для которых существуют подходящие аналоги с известной расчетной схемой;
- 2) объекты, для которых найдены альтернативные варианты расчетных схем, но информация о их адекватности отсутствует;
- 3) объекты, для которых найдены лишь фрагменты расчетных схем;
- 4) объекты, относительно которых отсутствуют какие-либо сведения об их структуре, но имеется информация о существенных факторах;
- 5) объекты, об аналогах которых нет информации.

Чисто теоретический путь построения модели возможен лишь для объектов первых трех групп. Для построения моделей объектов, попавших в четвертую и пятую группы, необходимо проведение предварительных экспериментов, т.е. использование методов идентификации.

3. *Выдвижение гипотез о структуре модели и принятие допущений.* Содержание этого этапа состоит, в основном, в разработке расчетной схемы объекта, отражающей существенные стороны его структуры и служащей основой построения его математической модели. Если найдена необходимая для построения расчетной схемы информация (или аналог расчетной схемы), то проблем на этом этапе не возникает. Если же информации недостаточно, то для заполнения пробелов при построении схемы исследователю приходится выдвигать те или иные гипотезы. Например, о возможности схематизации стойки многоцелевого станка жестким телом, собственными деформациями которого можно пренебречь по сравнению с деформациями в стыках упругой системы станка (при исследовании характеристик упругой системы станка). Выдвигаются также гипотезы относительно возможных результатов моделирования, справедливость которых может быть проверена при машинном эксперименте.

Общих рецептов построения расчетных схем объектов практически не существует. В каждом конкретном случае необходимо соразмерять точность и подробность расчетной схемы: а) с задачей исследования — какие параметры требуется определить и влияние каких факторов отразить; б) с точностью, которой мы ожидаем от решения задачи, и в) с той информацией, которой мы располагаем или которую можем приобрести. Если исходная информация недостаточно точна, нет смысла строить очень подробную расчетную схему.

На этом же этапе принимают решение относительно вида модели (алгебраические, дифференциальные уравнения или др.) и вводят основные допущения. Допущения могут относиться к тем данным, которые неизвестны или точные их значения получить затруднительно (например, демпфирование, контактная жесткость, коэффициенты теплоотдачи и др.). Допущения могут выдвигаться относительно известных данных, которые не отвечают требованиям решения поставленной задачи. Они дают возможность провести обоснованные упрощения модели (например, линеаризацию, принятие допущения о вязком характере демпфирования и др.). При предварительном моделировании допущений может быть значительно больше, чем при окончательном.

В процессе разработки и использования модели возможно многократное возвращение к этому этапу в зависимости от полученных результатов и новой информации.

4. *Определение переменных и параметров модели.* На этом этапе в первую очередь выбирают обобщенные координаты (переменные состояния) $\{q(t)\}$ модели. Это независимые величины, заданием которых однозначно определяется состояние системы через состояние ее узловых точек. В основе выбора лежит представление разработчика модели о физических процессах, происходящих при функционировании объекта, и его выходных переменных. Выбор переменных состояния определяет число степеней свободы системы и сложность ее модели.

Помимо обобщенных координат на этом этапе определяют все входные воздействия на систему $\{u(t)\}$ и точки их приложения, а также все параметры (геометрические размеры и физико-механические свойства) элементов расчетной схемы. Должны быть указаны обозначения, размерности и возможные диапазоны изменения каждого из параметров модели. Хорошо иметь оценку степени влияния параметров на выходные переменные модели. Такую оценку можно получить, проведя анализ исходной информации об объекте или используя опрос экспертов.

На этом этапе принимается также решение о детерминированности исследуемой системы. При разработке детерминированной модели системы требуется меньше исходной информации, но обязательно необходимо обоснование принятых допущений. Результаты расчета по этим моделям легче обозримы, отчетливее отражают присущие объекту основные закономерности. Кроме того, детерминированные модели больше приспособлены для поиска оптимальных решений.

Стохастические модели более точны, позволяют учесть большее число факторов, но они требуют знания распределений этих факторов (или, по крайней мере, параметров распределений). Неудачный выбор распределения, сделанный без достаточно глубокого понимания изучаемого явления, может привести к большим ошибкам, особенно в задачах с экстраполяцией.

Стохастические модели более громоздки и менее обозримы, их значительно труднее использовать для поиска оптимальных решений.

Учитывая сказанное, можно констатировать, что для принятия решений на стадии проектирования, когда важнее определять тенденции, когда информация о ряде факторов не столь точна, как того хотелось бы, предпочтение чаще отдают детерминированным моделям.

5. *Разработка алгоритма формирования и решения модели.*

Этот этап представляет собой первый шаг на пути практической реализации математического описания системы в виде машинной модели. Предварительно выбираются метод формирования модели и возможные методы решения задачи моделирования. Например, построение модели для статического расчета упругой системы станка практически сводится к формированию матрицы жесткости системы и вектора внешних воздействий. Для этого можно выбрать прямой метод для формирования матрицы и метод Холесского для решения получившейся системы уравнений.

Удобной формой представления алгоритмов являются логические схемы (блок-схемы). Схемы наглядно задают общий или детальный порядок действий при решении задачи. Для построения блок-схем используется набор специальных символов, определяемых ГОСТом. Примеры использования этих символов будут приведены в последующих главах.

6. *Программная реализация алгоритмов.* Наличие блок-схемы модели и знание связи ее выходов с показателями качества исследуемой системы позволяют построить блок-схему программы использования модели для оценки эффективности системы и определения различных ее характеристик. Схема должна отражать блочную структуру программы, особенности программирования, возможности тестирования программы, форму представления входных и выходных данных. На построение блок-схемы накладывает свой отпечаток выбранный язык программирования.

Серьезное внимание следует уделить форме представления результатов моделирования в виде таблиц, графиков, диаграмм и т.п. Принятая форма должна наглядно демонстрировать конструктору слабые места системы и оперативно реагировать на вносимые изменения.

Достаточно детальная блок-схема программы служит хорошей основой для программирования и создания машинной модели в виде пакета программ. При использовании пакета программ машинная модель генерируется непосредственно после ввода исходных данных, а анализ исследуемой системы проводится в режиме диалога пользователя с ЭВМ.

7. *Проверка адекватности модели и составление технической документации.* Для надежного использования разработанной машинной модели при принятии решений необходимо убедиться в ее адекватности исследуемому объекту. Серьезная проверка адекватности возможна лишь с использованием экспериментальных данных. Если таких данных нет, то можно воспользоваться результатами исследований, имеющимися в литературных источниках.

Для завершения этапа машинной реализации модели необходимо составить инструкцию по работе с программой, привести перечень исходных данных с пояснениями и методику проведения анализа системы с помощью программы. Полезна также информация о точности результатов, которую может обеспечить программа, и затратах машинного времени при решении типовых задач.

Рассмотренная последовательность этапов разработки математических моделей является достаточно общей. Наиболее важные ее моменты будут конкретизированы в последующих главах.

9.3. Метод конечных элементов

9.3.1. Сущность метода конечных элементов

Своим появлением метод конечных элементов (МКЭ), как и другие численные методы, обязан развитию вычислительной техники. Первые работы, связанные с его применением, появились в 50-е годы XX века в связи с решением задач аэродинамики, строительной механики и механики сплошных сред. В 1960-е годы метод был теоретически обоснован и стал применяться для решения самых разнообразных задач математической физики, а с начала 1970-х стал использо-

ваться и для моделирования станочных конструкций. В настоящее время МКЭ стал основным методом моделирования станков при расчетах на прочность и жесткость, решении задач динамики и тепловых расчетах.

Для описания физических явлений в конструкциях обычно вводят некоторую систему обыкновенных дифференциальных уравнений или уравнений с частными производными и накладывают на эту систему соответствующие граничные условия. На этой стадии математическая модель построена, и для ее практического применения требуется только найти решение для конкретного множества числовых значений. Здесь, однако, возникают основные трудности, так как точному решению существующими математическими методами поддаются лишь уравнения самого простого вида внутри геометрически тривиальных границ.

Метод конечных элементов, являясь численным методом решения дифференциальных уравнений, по существу сводится к аппроксимации сплошной среды с бесконечным числом степеней свободы совокупностью подобластей (конечных элементов), имеющих геометрически тривиальные границы (рис. 9.5). Для этих подобластей находятся аналитические решения, описывающие физические явления через параметры конечного числа характерных (узловых) точек, расположенных, как правило, по их границам. Затем между этими подобластями каким-либо способом устанавливается взаимосвязь. В результате получается дискретная математическая модель, приведенная к чисто алгебраической форме (в виде системы линейных или нелинейных алгебраических уравнений). Обычно с рассматриваемым телом связывается глобальная система координат $OXYZ$, а каждый конечный элемент представлен локальной системой координат $O_iX_iY_iZ_i$, $i = 1, \dots, P_0$.

Популярность МКЭ в среде инженеров, несомненно, объясняется простотой его физической интерпретации и математической формы, так как все сложные и трудоемкие процедуры скрыты от конечного пользователя (как правило, метод реализуется в виде единого программного пакета с мощным интерактивным интерфейсом). Такой пакет напоминает детский конструктор, так как им можно пользоваться, не вникая в технологию изготовления отдельных деталей. Вполне достаточно обладать знаниями, как эти детали собирать между собой, и представлять конструкцию, которую необходимо получить в результате.

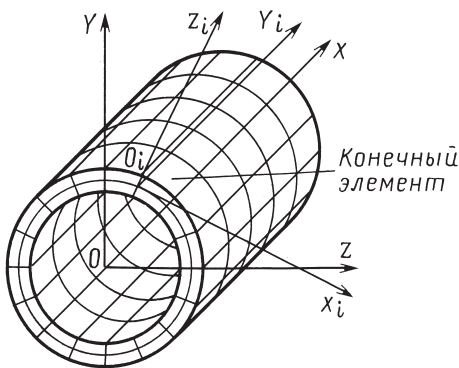


Рис. 9.5. Конечно-элементная модель тела

В некоторых случаях физическое обоснование МКЭ является нестрогим, однако для расчетов на прочность и жесткость, где требуется знание распределения напряжений и деформаций в упругой сплошной среде, этот метод эквивалентен минимизации полной потенциальной энергии системы [32]. Выведем основные зависимости метода для балочно-стержневого элемента, который можно считать наиболее простым видом конечного элемента.

Удобнее определять основные зависимости для каждого отдельного эле-

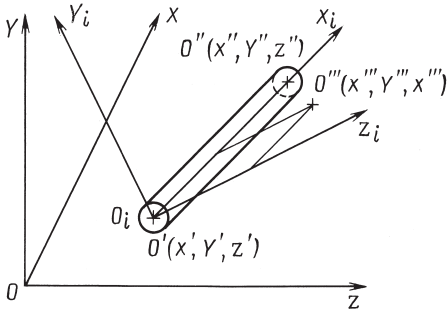


Рис. 9.6. Балочно-стержневой конечный элемент

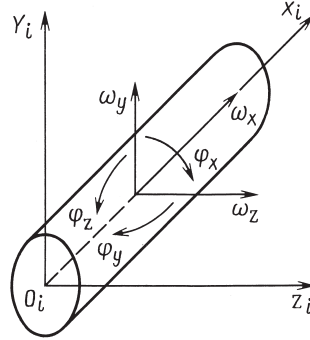


Рис. 9.7. Положительные направления перемещений и поворотов

мента в системе координат, отличной от глобальной, в которой задаются внешние силы и перемещения конструкции в целом. Чтобы облегчить вывод таких зависимостей, для каждого элемента используют свою (локальную) систему координат (рис. 9.6). Для балочно-стержневого элемента начальную точку локальной системы координат $O_i X_i Y_i Z_i$ удобно поместить на торце стержня, в центр тяжести поперечного сечения, и связать с одной из двух узловых точек, которую для определенности будем считать начальным узлом стержня. Ось $O_i X_i$ должна быть направлена вдоль оси стержня, а оси $O_i Y_i$ и $O_i Z_i$ — вдоль главных центральных осей инерции поперечного сечения стержня.

Проекции на координатные оси выбранной нами локальной системы координат, перемещения центра тяжести поперечного сечения балочно-стержневого элемента обозначим ω_x , ω_y и ω_z соответственно. Повороты поперечного сечения стержня вокруг этих же осей обозначим ϕ_x , ϕ_y и ϕ_z соответственно. Положительные направления этих перемещений и поворотов показаны на рис. 9.7. При выводе соотношений предполагается, что поперечное сечение элемента не деформируемо. Повороты поперечного сечения ϕ_y и ϕ_z связаны с перемещениями ω_y и ω_z соотношениями: $\phi_y = d\omega_z/dx_i$, $\phi_z = d\omega_y/dx_i$. Следовательно, перемещения любого поперечного сечения балочно-стержневого элемента можно задать вектором

$$\{u^i(x_i)\} = [\omega_x \mid \omega_y \mid \omega_z \mid \phi_x]^T. \quad (9.4)$$

Компоненты тангенциальной и изгибной деформаций в точках элемента, лежащих на координатной оси $O_i X_i$, связаны с их перемещениями и поворотами [105]: $\varepsilon_x = d\omega_x/dx_i$, $\chi_x = d\phi_x/dx_i$, $\chi_y = -d^2\omega_z/dx_i^2$ и $\chi_z = -d^2\omega_y/dx_i^2$. В матричной форме эта зависимость примет вид

$$\{\varepsilon^i(x_i)\} = [J^i] \{u^i(x_i)\}, \quad (9.5)$$

где

$$\{\varepsilon^i(x_i)\} = [\varepsilon_x \mid \chi_y \mid \chi_z \mid \chi_x]^T$$

и

$$[J^i] = \begin{bmatrix} \frac{d}{dx_i} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{d^2}{dx_i^2} & 0 \\ 0 & -\frac{d^2}{dx_i^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{d}{dx_i} \end{bmatrix}.$$

Внутренние силы и моменты, приведенные к центру тяжести поперечного сечения балочно-стержневого элемента, связаны с компонентами его тангенциальной и изгибной деформаций зависимостями: $f_x = ES\varepsilon_x$, $m_x = GJ_p\chi_x$, $m_y = EJ_y\chi_y$ и $m_z = EJ_z\chi_z$ [13]. Здесь E — модуль упругости материала; S — площадь поперечного сечения; G — модуль сдвига материала; J_p — полярный момент инерции поперечного сечения; J_y и J_z — главные моменты инерции поперечного сечения относительно осей O_iY_i и O_iZ_i соответственно. В матричной форме эта зависимость принимает вид

$$\{\sigma^i(x_i)\} = [D]\{\varepsilon^i(x_i)\}, \quad (9.6)$$

$$\text{где } \{\sigma^i(x_i)\} = [f_x \mid m_y \mid m_z \mid m_x]^T \text{ и } [D] = \begin{bmatrix} ES & 0 & 0 & 0 \\ 0 & EJ_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & EJ_z & 0 \\ 0 & 0 & 0 & GJ_p \end{bmatrix}.$$

Приравняв работу внешних узловых сил и суммарную внутреннюю работу, получаемую интегрированием по длине элемента L , получим

$$\{\delta^i\}^T \{r^i\} = \int_0^L \{\varepsilon^i(x_i)\}^T \{\sigma^i(x_i)\} dx_i - \int_0^L \{u^i(x_i)\}^T \{g^i(x_i)\} dx_i, \quad (9.7)$$

где $\{\delta^i\}$ и $\{r^i\}$ — векторы произвольных (виртуальных) узловых перемещений и сил; $\{g^i(x_i)\}$ — вектор-функция распределения погонной нагрузки по длине элемента.

Теперь зададим функции формы, которые позволят полностью определить обобщенные перемещения любой точки балочно-стержневого конечного элемента через обобщенные перемещения его узловых точек. Пусть вектор обобщенных узловых перемещений элемента имеет вид

$$\{\delta^i\} = [\{\delta_1^i\}^T \mid \{\delta_2^i\}^T]^T,$$

где $\{\delta_1^i\} = [\delta_{1x} \mid \delta_{1y} \mid \delta_{1z} \mid \varphi_{1x} \mid \varphi_{1y} \mid \varphi_{1z}]^T$ — обобщенные перемещения начального узла; $\{\delta_2^i\} = [\delta_{2x} \mid \delta_{2y} \mid \delta_{2z} \mid \varphi_{2x} \mid \varphi_{2y} \mid \varphi_{2z}]^T$ — обобщенные перемещения конечного узла.

Для определения функций формы, как показали многочисленные исследования, наиболее удобно использовать полиномы вида $f(x) = \alpha_0 + \alpha_1 x + \alpha_2 x^2 + \dots$, степень которых определяется исходя из физического смысла задачи. Представим компоненты вектора перемещений $\{u^i(x_i)\}$ в виде

$$\omega_x(x_i) = \alpha_0 + \alpha_1 x_i; \quad (9.8a)$$

$$\omega_y(x_i) = \beta'_0 + \beta'_1 x_i + \beta'_2 x_i^2 + \beta'_3 x_i^3; \quad (9.8б)$$

$$\omega_z(x_i) = \beta''_0 + \beta''_1 x_i + \beta''_2 x_i^2 + \beta''_3 x_i^3; \quad (9.8в)$$

$$\varphi_x(x_i) = \alpha'_0 + \alpha'_1 x_i. \quad (9.8г)$$

Чтобы найти неизвестные коэффициенты, приравняем компоненты вектора $\{u^i(x_i)\}$ при $x_i = 0$ и $x_i = L$ соответствующим компонентам векторов обобщенных перемещений начальной и конечной точек балочно-стержневого элемента. Четыре недостающих уравнения получим, дифференцируя уравнения (9.8б) и (9.8в) по x_i .

Решив систему из двенадцати полученных линейных уравнений относительно неизвестных коэффициентов, перепишем выражения (9.8) в матричной форме:

$$\{u^i(x_i, y_i, z_i)\} = [N^i(x_i, y_i, z_i)] \{\delta^i\}, \quad (9.9)$$

где $[N^i(x_i)] = [N_1^i(x_i) \mid N_2^i(x_i)]$,

$$[N_1^i(x_i)] = \begin{bmatrix} 1 - \frac{x_i}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 - \frac{3x_i^2}{L^2} + \frac{2x_i^3}{L^3} & 0 & 0 & 0 & x_i - \frac{2x_i^2}{L} + \frac{x_i^3}{L^2} \\ 0 & 0 & 1 - \frac{3x_i^2}{L^2} + \frac{2x_i^3}{L^3} & 0 & -x_i + \frac{2x_i^2}{L} - \frac{x_i^3}{L^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 - \frac{x_i}{L} & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$[N_2^i(x_i)] = \begin{bmatrix} \frac{x_i}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{3x_i^2}{L^2} - \frac{2x_i^3}{L^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{x_i^3}{L^2} - \frac{x_i^2}{L} \\ 0 & 0 & \frac{3x_i^2}{L^2} - \frac{2x_i^3}{L^3} & 0 & -\frac{x_i^3}{L^2} + \frac{x_i^2}{L} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{x_i}{L} & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Подставив в уравнение (9.7) соотношения (9.5), (9.6) и (9.9) и осуществив необходимые преобразования, получим

$$\{\delta^i\}^T \{r^i\} = \{\delta^i\}^T \left(\int_0^L [B^i(x_i)]^T \{[D][B^i(x_i)]\} dx_i - \int_0^L [N^i(x_i)]^T \{g^i(x_i)\} dx_i \right), \quad (9.10)$$

где $[B_i(x_i)] = [J^i][N^i(x_i)]$.

Матрица жесткости конечного элемента в соответствии с выражением (9.10) имеет вид

$$[k^i] = \int_0^L [B^i(x_i)]^T [D][B^i(x_i)] dx_i. \quad (9.11)$$

После интегрирования получим

$$[k^i] = \begin{bmatrix} [k_{11}^i] & [k_{12}^i] \\ [k_{21}^i] & [k_{22}^i] \end{bmatrix}, \quad (9.12)$$

где

$$[k_{11}^i] = \begin{bmatrix} \frac{ES}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EJ_z}{L^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EJ_z}{L^2} \\ 0 & 0 & \frac{12EJ_y}{L^3} & 0 & -\frac{6EJ_y}{L^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{GJ_p}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & \frac{4EJ_y}{L} & 0 \\ 0 & \frac{6EJ_z}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EJ_z}{L} \end{bmatrix};$$

$$[k_{12}^i] = [k_{21}^i]^T = \begin{bmatrix} -\frac{ES}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EJ_z}{L^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EJ_z}{L^2} \\ 0 & 0 & -\frac{12EJ_y}{L^3} & 0 & -\frac{6EJ_y}{L^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{GJ_p}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & \frac{2EJ_y}{L} & 0 \\ 0 & -\frac{6EJ_z}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{2EJ_z}{L} \end{bmatrix};$$

$$[k_{22}^i] = \begin{bmatrix} \frac{ES}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EJ_z}{L^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EJ_z}{L^2} \\ 0 & 0 & \frac{12EJ_y}{L^3} & 0 & \frac{6EJ_y}{L^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{GJ_p}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & \frac{4EJ_y}{L} & 0 \\ 0 & -\frac{6EJ_z}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EJ_z}{L} \end{bmatrix}.$$

Иногда возникает необходимость учесть влияние распределенных внешних нагрузок на балочно-стержневой конечный элемент. К распределенным нагрузкам можно отнести массу элемента, перепады температуры, являющиеся источником тепловых деформаций, и другие распределенные механические нагрузки. Вектор узловых сил, уравновешивающих действие этих нагрузок, имеет вид

$$\{q^i\} = - \int_0^L [B^i(x_i)]^T [D] \{\varepsilon_0^i(x_i)\} dx_i - \int_0^L [N^i(x_i)]^T \{g^i(x_i)\} dx_i, \quad (9.13)$$

где $\{\varepsilon_0^i(x_i)\} = [\alpha\theta(x_i) \mid 0 \mid 0 \mid 0]^T$ — вектор деформаций, обусловленный перепадом температур между начальной и конечной точками элемента; α — коэффициент температурного расширения; $\theta(x_i)$ — функция, задающая характер изменения температуры по длине элемента.

9.3.2. Преобразование координат и кинематические ограничения

На рис. 9.6 показан балочно-стержневой элемент, произвольным образом ориентированный относительно глобальной системы координат. Его положение в пространстве можно однозначно определить, задав координаты начала стержня O' , конца стержня O'' и точки O''' , лежащей в плоскости $O_i X_i Z_i$, при условии, что через все три точки нельзя провести прямую линию. Используя эту информацию, можно определить коэффициенты матрицы преобразования координат [105].

Преобразование координат является одной из важнейших операций при составлении системы уравнений для моделируемой конструкции. В предыдущем подпараграфе определены основные правила, по которым выполняется преобразование координат для каждого узла соответствующего конечного элемента.

Переход от системы координат для каждого из элементов к глобальной системе координат можно осуществить, определив углы между соответствующими

осями. Зависимость между обобщенными перемещениями точки k в глобальной и локальной системах координат имеет вид

$$\{\delta_k^i\} = [T^i]^T \{\Delta_k\}, \quad (9.14)$$

где $[T^i] = \begin{bmatrix} [\tau^i] & [0] \\ [0] & [\tau^i] \end{bmatrix}$ — обобщенная матрица направляющих косинусов;

$$[\tau^i] = \begin{bmatrix} \cos(x, x_i) & \cos(x, y_i) & \cos(x, z_i) \\ \cos(y, x_i) & \cos(y, y_i) & \cos(y, z_i) \\ \cos(z, x_i) & \cos(z, y_i) & \cos(z, z_i) \end{bmatrix} \text{ — матрица направляющих косинусов;}$$

$\{\delta_k^i\} = [\delta_{kx}^i \mid \delta_{ky}^i \mid \delta_{kz}^i \mid \varphi_{kx}^i \mid \varphi_{ky}^i \mid \varphi_{kz}^i]^T$ — вектор обобщенных перемещений точки k в локальной системе координат $O_i X_i Y_i Z_i$;

$\{\Delta_k\} = [\Delta_{kx} \mid \Delta_{ky} \mid \Delta_{kz} \mid \Phi_{kx} \mid \Phi_{ky} \mid \Phi_{kz}]^T$ — вектор обобщенных перемещений

точки k в глобальной системе координат $OXYZ$. Элементами матрицы $[\tau^i]$ являются косинусы углов между осями глобальной и локальной систем координат.

В ряде практических случаев деформациями отдельных элементов конструкции можно пренебречь. Между этими точками как бы возникают абсолютно жесткие связи. Зависимость между перемещениями этих точек будет определяться чисто геометрическими соотношениями, которые часто называют кинематическими ограничениями. В глобальной системе координат эти соотношения примут вид

$$\{\Delta_k\} = [A_{jk}] \{\Delta_j\}, \quad (9.15)$$

$$\text{где } [A_{jk}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_k - z_j & y_j - y_k \\ 0 & 1 & 0 & z_j - z_k & 0 & x_k - x_j \\ 0 & 0 & 1 & y_k - y_j & x_j - x_k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \text{ — матрица пе-}$$

реноса, устанавливающая зависимость между обобщенными перемещениями точки j и обобщенными перемещениями связанной с ней точки k ; $x_j, y_j, z_j, x_k, y_k, z_k$ — координаты точек j и k .

В общем случае матрица преобразования координат может быть получена после подстановки уравнения (9.15) в уравнение (9.14):

$$\{\delta_k^i\} = [T^i]^T [A_{jk}] \{\Delta_j\} = [L_{jk}^i] \{\Delta_j\}. \quad (9.16)$$

9.3.3. Особенности моделирования стыков

В силу того что станок не является монолитным телом, возникает проблема моделирования упругих свойств сопряжения узлов (стыков в направляющих, резьбовых соединений, подшипников и т.д.). Традиционно она решается с помощью сосредоточенных упругих связей — «эквивалентных пружин» 2, связанных с узловыми точками конечных элементов, моделирующих сопрягаемые детали 1 в зоне контакта (рис. 9.8). Такой подход позволяет, при составлении системы уравнений для всего станка, абстрагироваться от физического смысла процессов, происходящих в конкретном сопряжении. Однако возникают проблемы при определении параметров «эквивалентных пружин», которые чаще всего устанавливают эмпирическим путем.

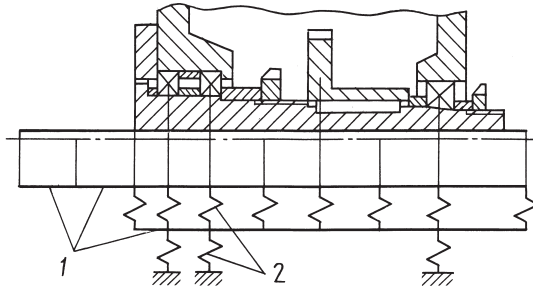


Рис. 9.8. Элементы модели шпиндельного узла

Матрица жесткости «эквивалентной пружины», определенная в связанной с ней правой системе координат $O_i X_i Y_i Z_i$, имеет вид

$$[k^i] = \begin{bmatrix} [k^i] & -[k^i] \\ -[k^i] & [k^i] \end{bmatrix}, \quad (9.17)$$

где $[k^i] = \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{\varphi x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{\varphi y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{\varphi z} \end{bmatrix}$; $k_x, k_y, k_z, k_{\varphi x}, k_{\varphi y}, k_{\varphi z}$ — коэффициенты ли-

нейной и угловой жесткости.

Преобразование координат выполняется по тем же правилам, что и для балочно-стержневого конечного элемента, а коэффициенты матрицы направляющих косинусов зависят от выбора точек, определяющих положение «эквивалентной пружины» в глобальной системе координат станка.

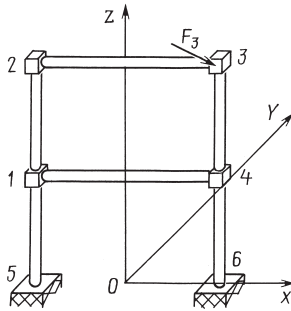


Рис. 9.9. Стержневая модель портала

9.3.4. Глобальная матрица жесткости (пример)

Хотя каждая конструкция моделируется набором типовых конечных элементов, получающаяся в результате система уравнений является оригинальной и, как правило, не может быть использована для описания других конструкций. Составление системы уравнений является наиболее трудной для восприятия операцией метода конечных элементов, и поэтому она должна быть хорошо усвоена. Для того чтобы лучше разобраться в изложенном материале, рассмотрим простой пример.

На рис. 9.9 изображена порталная конструкция, моделируемая набором из шести балочно-стержневых элементов, соединенных между собой в четырех узловых точках 1—4. Два элемента соединены с недеформируемым фундаментом в точках 5 и 6. В узле 3 приложена обобщенная внешняя нагрузка

$$\{F_3\} = [F_x \mid F_y \mid F_z \mid 0 \mid 0 \mid 0]^T.$$

Введем фиктивный узел, свяжем его с фундаментом и присвоим ему нулевой номер. Вектор обобщенных перемещений этого узла имеет вид

$$\{\Delta_0\} = [0 \mid 0 \mid 0 \mid 0 \mid 0 \mid 0]^T.$$

В дальнейшем будем считать, что точки 5 и 6 связаны с нулевым узлом и их перемещения связаны с перемещениями этого узла зависимостью (9.15).

Перейдем теперь к составлению системы уравнений для рассматриваемой конструкции. Заметим, что метод, при котором в составленных уравнениях неизвестными являются перемещения, называется методом перемещений. При выполнении этой операции должны удовлетворяться два условия.

1. Условие равновесия — сумма внешних и внутренних сил должна быть равна нулю.

2. Условие совместности — перемещения в узлах элементов, связанных с одним и тем же узлом системы, должны быть одинаковы.

Чтобы удовлетворить условиям равновесия в произвольной узловой точке, нужно приравнять вектор внешних сил сумме обобщенных узловых сил, действующих со стороны всех элементов, связанных с этим узлом. Для рассматриваемой конструкции получим

$$\sum_{i=1}^6 \{R_3^i\} = \{F_3\}. \quad (9.18)$$

Если элемент не связан с рассматриваемой узловой точкой, то с его стороны действует нулевая обобщенная сила.

Так как характеристики каждого элемента определены в связанной с ним локальной системе координат, не совпадающей в общем случае с глобальной

системой, в которой задаются внешние силы и перемещения конструкции, необходимо уметь выполнять преобразования между этими системами. Исходя из условия совместимости, связь между вектором перемещений узла, заданным в глобальной системе координат $OXYZ$, и вектором перемещений того же узла в локальной системе координат $O_iX_iY_iZ_i$ определяется выражением (9.16).

Так как в любой системе координат соответствующие силы должны совершать одинаковую работу, то

$$\{R_s^i\}^T \{\Delta_s\} = \{r_j^i\}^T \{\delta_j^i\}. \quad (9.19)$$

Здесь j номер узла конечного элемента, связанного с системой $O_iX_iY_iZ_i$, а s номер того же узла в последовательной нумерации узлов модели. Подставляя выражение (9.16) в выражение (9.19) и учитывая, что $([A][B])^T = ([B]^T[A])^T$, получаем

$$\{R_s^i\} = [L_{sj}^i]^T \{r_j^i\}. \quad (9.20)$$

Ранее была получена матрица жесткости балочно-стержневого элемента в локальной системе координат — (9.12). Используя выражения (9.16) и (9.20), перепишем ее для глобальной системы координат. Полученная в результате матрица имеет вид

$$[K^i] = \begin{bmatrix} [K_{ss}^i] & [K_{sm}^i] \\ [K_{ms}^i] & [K_{mm}^i] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [L_{s1}^i]^T [k_{11}^i] [L_{s1}^i] & [L_{s1}^i]^T [k_{12}^i] [L_{m2}^i] \\ [L_{m2}^i]^T [k_{21}^i] [L_{s1}^i] & [L_{m2}^i]^T [k_{22}^i] [L_{m2}^i] \end{bmatrix}. \quad (9.21)$$

Индексы s и m соответствуют номерам начального и конечного узлов элемента в последовательной нумерации узлов модели. Так как на конечные элементы в местах их соединения с узлами 1—4 не наложены кинематические ограничения вида (9.15), матрицы преобразования координат примут вид $[L_{s1}^i] = [T^i]^T$ и $[L_{m2}^i] = [T^i]^T$. Учитывая эти соотношения, получим

$$[K^i] = \begin{bmatrix} [K_{ss}^i] & [K_{sm}^i] \\ [K_{ms}^i] & [K_{mm}^i] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [T^i]^T [k_{11}^i] [T^i]^T & [T^i]^T [k_{12}^i] [T^i]^T \\ [T^i]^T [k_{21}^i] [T^i]^T & [T^i]^T [k_{22}^i] [T^i]^T \end{bmatrix}. \quad (9.22)$$

Исходя из условия равновесия, запишем уравнения силового баланса для узловых точек 1—4 конструкции в форме (9.18):

$$\text{для точки 1} \quad \{R_1^{1-2}\} + \{R_1^{1-4}\} + \{R_1^{1-0}\} = \{F_1'\};$$

$$\text{для точки 2} \quad \{R_2^{1-2}\} + \{R_2^{2-3}\} = \{F_2'\};$$

$$\text{для точки 3} \quad \{R_3^{2-3}\} + \{R_3^{3-4}\} = \{F_3'\};$$

$$\text{для точки 4} \quad \{R_4^{3-4}\} + \{R_4^{1-4}\} + \{R_4^{4-0}\} = \{F_4'\}.$$

В этих уравнениях верхний индекс вектора обобщенных сил, действующего со стороны конечного элемента, обозначает не номер элемента, а номера его начального и конечного узлов в последовательной нумерации узловых точек модели.

Так как первый, второй и четвертый узлы не нагружены, можно записать, что $\{F'_1\} = \{F'_2\} = \{F'_4\} = \{0\}$, а вектор $\{F'_3\} = \{F_3\}$. Выразив силы, действующие со стороны конечных элементов, через матрицы жесткости и обобщенные векторы узловых перемещений, получим

$$\begin{aligned} & [K_{11}^{1-2}]\{\Delta_1\} + [K_{12}^{1-2}]\{\Delta_2\} + [K_{11}^{1-4}]\{\Delta_1\} + \\ & + [K_{14}^{1-4}]\{\Delta_4\} + [K_{11}^{1-0}]\{\Delta_1\} + [K_{10}^{1-0}]\{\Delta_0\} = \{0\}; \\ & [K_{21}^{1-2}]\{\Delta_1\} + [K_{22}^{1-2}]\{\Delta_2\} + [K_{22}^{2-3}]\{\Delta_2\} + [K_{23}^{2-3}]\{\Delta_3\} = \{0\}; \\ & [K_{32}^{2-3}]\{\Delta_2\} + [K_{33}^{2-3}]\{\Delta_3\} + [K_{33}^{3-4}]\{\Delta_3\} + [K_{34}^{3-4}]\{\Delta_4\} = \{F_3\}; \\ & [K_{43}^{3-4}]\{\Delta_3\} + [K_{44}^{3-4}]\{\Delta_4\} + [K_{41}^{1-4}]\{\Delta_1\} + \\ & + [K_{44}^{1-4}]\{\Delta_4\} + [K_{44}^{4-0}]\{\Delta_4\} + [K_{40}^{4-0}]\{\Delta_0\} = \{0\}. \end{aligned}$$

Принимая во внимание, что $\{\Delta_0\}$ имеет только нулевые составляющие, получим

$$\begin{aligned} & ([K_{11}^{1-2}] + [K_{11}^{1-4}] + [K_{11}^{1-0}])\{\Delta_1\} + [K_{12}^{1-2}]\{\Delta_2\} + [K_{14}^{1-4}]\{\Delta_4\} = \{0\}; \\ & [K_{21}^{1-2}]\{\Delta_1\} + ([K_{22}^{1-2}] + [K_{22}^{2-3}])\{\Delta_2\} + [K_{23}^{2-3}]\{\Delta_3\} = \{0\}; \\ & [K_{32}^{2-3}]\{\Delta_2\} + ([K_{33}^{2-3}] + [K_{33}^{3-4}])\{\Delta_3\} + [K_{34}^{3-4}]\{\Delta_4\} = \{F_3\}; \\ & [K_{41}^{1-4}]\{\Delta_1\} + [K_{43}^{3-4}]\{\Delta_3\} + ([K_{44}^{3-4}] + [K_{44}^{1-4}] + [K_{44}^{4-0}])\{\Delta_4\} = \{0\} \end{aligned}$$

или в матричной форме:

$$\begin{bmatrix} [K_{11}^{1-2}] + [K_{11}^{1-4}] + [K_{11}^{1-0}] & [K_{12}^{1-2}] & [0] & [K_{14}^{1-4}] \\ [K_{21}^{1-2}] & [K_{22}^{1-2}] + [K_{22}^{2-3}] & [K_{23}^{2-3}] & [0] \\ [0] & [K_{32}^{2-3}] & [K_{33}^{2-3}] + [K_{33}^{3-4}] & [K_{34}^{3-4}] \\ [K_{41}^{1-4}] & [0] & [K_{43}^{3-4}] & [K_{44}^{3-4}] + [K_{44}^{1-4}] + [K_{44}^{4-0}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\Delta_1}{\Delta_2} \\ \frac{\Delta_3}{\Delta_4} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\{0\}}{\{0\}} \\ \frac{\{F_3\}}{\{0\}} \end{Bmatrix}.$$

Подставляя в глобальную матрицу жесткости значения $[K_{sm}^i]$ из выражения (9.22), получим симметричную матрицу

$$[K] = \begin{bmatrix} [T^{1-2}][k_{11}^{1-2}][T^{1-2}]^T + [T^{1-4}][k_{11}^{1-4}][T^{1-4}]^T + [T^{1-0}][k_{11}^{1-0}][T^{1-0}]^T & [T^{1-2}][k_{12}^{1-2}][T^{1-2}]^T & [0] & [T^{1-4}][k_{12}^{1-4}][T^{1-4}]^T \\ [T^{1-2}][k_{21}^{1-2}][T^{1-2}]^T & [T^{1-2}][k_{22}^{1-2}][T^{1-2}]^T + [T^{2-3}][k_{11}^{2-3}][T^{2-3}]^T & [T^{2-3}][k_{12}^{2-3}][T^{2-3}]^T & [0] \\ [0] & [T^{2-3}][k_{21}^{2-3}][T^{2-3}]^T & [T^{2-3}][k_{22}^{2-3}][T^{2-3}]^T + [T^{3-4}][k_{11}^{3-4}][T^{3-4}]^T & [T^{3-4}][k_{12}^{3-4}][T^{3-4}]^T \\ [T^{1-4}][k_{21}^{1-4}][T^{1-4}]^T & [0] & [T^{3-4}][k_{12}^{3-4}][T^{3-4}]^T & [T^{3-4}][k_{22}^{3-4}][T^{3-4}]^T + [T^{1-4}][k_{22}^{1-4}][T^{1-4}]^T + [T^{4-0}][k_{11}^{4-0}][T^{4-0}]^T \end{bmatrix}.$$

Операции, выполняемые при составлении глобальной матрицы жесткости из отдельных конечных элементов, носят формальный характер, и их можно алгоритмизировать. В результате мы получаем систему линейных уравнений, которая должна быть решена относительно неизвестных узловых параметров (в данном случае перемещений).

Решение этих уравнений является очень важным аспектом задачи в целом, потому что системы уравнений, составляемые в большинстве практических случаев очень велики. Методы решения систем с малым и большим числом уравнений мало отличаются друг от друга. Как правило, они базируются на численном алгоритме, известном как метод Холесского — варианте Гауссова исключения для симметричных положительно определенных матриц.

9.3.5. Метод конечных элементов в динамике станков

Если внешние нагрузки быстро изменяются во времени, то возникающие при деформации тела инерционные силы могут играть существенную роль, и их необходимо учитывать. Обобщение основных соотношений метода конечных элементов на случай динамических нагрузок приводит к понятию матрицы масс.

Предположим, что распределенные и сосредоточенные силы, действующие на балочно-стержневой конечный элемент, зависят от времени t . Перемещения любого поперечного сечения такого элемента можно задать вектором $\{u^i(x_i, t)\}$, компоненты которого зависят от t . В соответствии с принципом д'Аламбера будем считать балочно-стержневой элемент находящимся в равновесии, если добавить к внешним силам силы инерции. Силы и моменты инерции, действующие на любое поперечное сечение конечного элемента, связаны с компонентами обобщенного вектора перемещений зависимостями

$$f_x = \rho S \frac{d^2 \omega_x}{dt^2}; \quad f_y = \rho S \frac{d^2 \omega_y}{dt^2}; \quad f_z = \rho S \frac{d^2 \omega_z}{dt^2}; \quad M_x = \rho J_p \frac{d^2 \varphi_x}{dt^2}.$$

Здесь ρ — плотность материала; S — площадь поперечного сечения; J_p — полярный момент инерции поперечного сечения. В матричной форме эти зависимости примут вид:

$$\{f^i(x_i, t)\} = [C_{\text{ин}}] \frac{d^2 \{u^i(x_i, t)\}}{dt^2}, \quad (9.23)$$

где $\{f_{\text{ин}}^i(x_i, t)\} = [f_x \mid f_y \mid f_z \mid M_x]^T$ — вектор обобщенных инерционных нагрузок; $\frac{d^2 \{u^i(x_i, t)\}}{dt^2}$ — вектор обобщенных ускорений рассматриваемого сечения элемента и

$$[C_{\text{ин}}] = \begin{bmatrix} \rho S & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \rho S & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \rho S & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \rho J_p \end{bmatrix}.$$

Так как элементы матрицы форм не зависят от времени, то обобщенные ускорения любой точки балочно-стержневого конечного элемента можно однозначно определить через обобщенные ускорения его узловых точек зависимостью

$$\frac{d^2 \{u^i(x_i, t)\}}{dt^2} = [N^i(x_i)] \frac{d^2 \{\delta^i(t)\}}{dt^2}. \quad (9.24)$$

С точки зрения МКЭ, $\{f_{\text{ин}}^i(x_i)\}$ можно рассматривать как распределенную по длине балочно-стержневого элемента нагрузку, величина которой зависит от обобщенных ускорений соответствующего участка балки. Вектор узловых сил элемента $\{f_{\text{ин}}^i\}$, обусловленный этими нагрузками, связан с вектором обобщенных узловых ускорений $d^2 \{\delta^i(t)\}/dt^2$ выражением

$$\{f_{\text{ин}}^i\} = \left(\int_0^L [N^i(x_i)]^T [C_{\text{ин}}] [N^i(x_i)] dx_i \right) \frac{d^2 \{\delta^i(t)\}}{dt^2}. \quad (9.25)$$

Матрица масс балочно-стержневого элемента в соответствии с выражением (9.25) имеет вид

$$[m^i] = \int_0^L [N^i(x_i)]^T [C_{\text{ин}}] [N^i(x_i)] dx_i. \quad (9.26)$$

После интегрирования получим

$$[m^i] = \begin{bmatrix} [m_{11}^i] & [m_{12}^i] \\ [m_{21}^i] & [m_{22}^i] \end{bmatrix}, \quad (9.27)$$

где

$$[m_{11}^i] = \rho SL \begin{bmatrix} \frac{1}{3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{13}{35} & 0 & 0 & 0 & \frac{11}{210}L \\ 0 & 0 & \frac{13}{35} & 0 & -\frac{11}{210}L & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{J_p}{3S} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{11}{210}L & 0 & \frac{L^2}{105} & 0 \\ 0 & \frac{11}{210}L & 0 & 0 & 0 & \frac{L^2}{105} \end{bmatrix};$$

$$[m_{12}^i] = [m_{21}^i]^T = \rho SL \begin{bmatrix} \frac{1}{6} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{9}{70} & 0 & 0 & 0 & -\frac{13}{420}L \\ 0 & 0 & \frac{9}{70} & 0 & \frac{13}{420}L & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{J_p}{6S} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{13}{420}L & 0 & \frac{L^2}{140} & 0 \\ 0 & \frac{13}{420}L & 0 & 0 & 0 & \frac{L^2}{140} \end{bmatrix};$$

$$[m_{22}^i] = \rho SL \begin{bmatrix} \frac{1}{3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{13}{35} & 0 & 0 & 0 & -\frac{11}{210}L \\ 0 & 0 & \frac{13}{35} & 0 & \frac{11}{210}L & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{J_p}{3S} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{11}{210}L & 0 & \frac{L^2}{105} & 0 \\ 0 & -\frac{11}{210}L & 0 & 0 & 0 & \frac{L^2}{105} \end{bmatrix}.$$

Глобальная матрица масс конструкции формируется на основании тех же правил, что и глобальная матрица жесткости этой конструкции.

9.4. Основы модального анализа механических систем

Различные варианты метода конечных элементов, используемые для моделирования механических систем, приводят к математической модели в виде системы линейных дифференциальных уравнений второго порядка (см. пп. 9.3.5). Элементы каждой из матриц могут быть определены с различной точностью: элементы матрицы инерции — с погрешностью 5...10%; элементы матрицы жесткости — 10...40%; погрешность элементов матрицы демпфирования может достигать 100% и более. Ошибки в определении коэффициентов демпфирования часто делают бессмысленным и даже недопустимым, с точки зрения результатов расчета, использование моделей с учетом демпфирования, полученного только расчетным путем, без привлечения экспериментальных данных по исследуемой конструкции.

Вместе с тем демпфирующие свойства конструкции играют большую роль в ее динамическом поведении. Они приводят к сильному ослаблению собственных колебаний, существенному снижению амплитуд вынужденных колебаний и сглаживанию напряжений в зоне их концентрации при колебаниях.

В настоящее время широко используется *модальный подход*, позволяющий проводить анализ динамики механической системы в два этапа. На первом этапе решаются модели без учета демпфирования и проводится анализ решения; на втором этапе, в зависимости от степени достоверности информации по демпфирующим свойствам, используются модели, учитывающие демпфирование.

Таким образом, на первом этапе рассматривается модель консервативной системы

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\}. \quad (9.28)$$

Экспериментальные частотные характеристики (рис. 9.10) содержат обычно несколько пиков, каждый из которых по форме близок к характеристике некоторой системы с одной степенью свободы. Таким образом, сложная механическая система реагирует на внешнее воздействие как набор элементарных механических систем. Идея модального подхода заключается в переходе от физических (реальных) координат, описывающих поведение исходной механической системы, к координатам, преобразующим связанную систему уравнений в систему

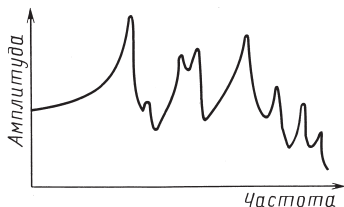


Рис. 9.10. Экспериментальная частотная характеристика механической системы

не связанных друг с другом уравнений, каждое из которых описывает поведение элементарной механической системы. Такие координаты называются главными, нормальными или модальными координатами. Решение динамической задачи выполняется сначала в этих координатах, а затем производится возврат к физическим координатам. Использование модального подхода при теоретическом исследовании механических систем называется *теоретическим модальным анализом*.

Переход от физических координат к главным координатам обеспечивает симметрию матриц инерции, жесткости, а иногда и демпфирования. Нормальные координаты — это координаты, выбранные таким образом, чтобы матрица инерции становилась единичной, а в матрице жесткости по главной диагонали стояли квадраты собственных частот.

Переход от физических к главным координатам осуществляется следующим образом:

$$\{x\} = [\Phi]\{\eta\}, \quad (9.29)$$

где $\{x\}$ — вектор координат исходной модели; $\{\eta\}$ — вектор главных координат; $[\Phi]$ — матрица перехода,

$$[\Phi] = \begin{bmatrix} \varphi_{1,1} & \varphi_{1,2} & \dots & \varphi_{1,k} & \dots & \varphi_{1,n} \\ \varphi_{2,1} & \varphi_{2,2} & \dots & \varphi_{2,k} & \dots & \varphi_{2,n} \\ & & \dots & & & \\ \varphi_{n,1} & \varphi_{n,2} & \dots & \varphi_{n,k} & \dots & \varphi_{n,n} \end{bmatrix},$$

называемая модальной матрицей, где $\{\varphi_{1,k}, \varphi_{2,k}, \dots, \varphi_{n,k}\}^T$ — собственный вектор, соответствующий k -й собственной частоте, причем все $\varphi_{i,k}$ — действительные числа.

Собственные частоты ω_k (без учета демпфирования) и собственные вектора $\{\Phi_k\}$ определяются из решения обобщенной задачи о собственных значениях:

$$([K] - \omega_k^2[M])\{\Phi_k\} = 0, \quad (9.30)$$

т.е. определяются ω_k и соответствующие им ненулевые векторы $\{\Phi_k\}$, при которых удовлетворяется равенство (9.30). Число собственных пар ω_k и $\{\Phi_k\}$ системы (9.30) зависит от свойств матриц $[K]$ и $[M]$, и, если эти матрицы обладают симметрией, то число собственных пар равно числу степеней свободы n .

Собственные векторы определяются с точностью до постоянного множителя и описывают форму мгновенных отклонений элементов расчетной схемы от положения равновесия на данной собственной частоте, поэтому их принято называть собственными формами колебаний. Собственные формы колебаний обладают следующими свойствами ортогональности:

$$\begin{aligned} \{\Phi_i\}^T[M]\{\Phi_j\} &= \begin{cases} 0, & \text{если } j \neq i; \\ m_i, & \text{если } j = i; \end{cases} \\ \{\Phi_i\}^T[K]\{\Phi_j\} &= \begin{cases} 0, & \text{если } j \neq i; \\ k_i, & \text{если } j = i, \end{cases} \end{aligned}$$

где $\{\Phi\}^T$ — транспонированный вектор $\{\Phi\}$.

Используя преобразование (9.29), перейдем в уравнении (9.28) к главным координатам

$$[M][\Phi]\{\ddot{\eta}\} + [K][\Phi]\{\eta\} = \{F\},$$

умножив члены уравнения на $[\Phi]^T$, получим

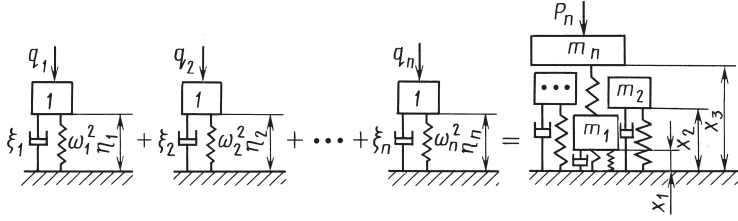


Рис. 9.11. Модель механической системы в нормальных координатах

$$[m] = [\mu][\Phi]^T [M][\Phi] = [E];$$

$$[c] = [\mu][\Phi]^T [B][\Phi] = [2\xi_k \omega_k];$$

$$[k] = [\mu][\Phi]^T [K][\Phi] = [\omega_k^2].$$

Модальные уравнения примут следующий вид :

$$\ddot{\eta}_k + 2\xi_k \omega_k \dot{\eta}_k + \omega_k^2 \eta_k = q_k, \quad (9.32)$$

где $q_k = Q_k(t)/m_k$, $k = 1, 2, \dots, n$; ω_k — собственная частота k -й моды без учета демпфирования; ξ_k — относительный коэффициент демпфирования k -й моды. Иногда ξ_k называют k -м модальным коэффициентом демпфирования или модальным демпфированием. В дальнейшем будем считать, что имеем дело с нормальными формами колебаний и будем их называть формами колебаний.

Рассмотрим более подробно преобразование (9.29). Расписывая по координатно, получим

$$x_1 = \varphi_{1,1}\eta_1 + \varphi_{1,2}\eta_2 + \dots + \varphi_{1,n}\eta_n;$$

$$x_2 = \varphi_{2,1}\eta_1 + \varphi_{2,2}\eta_2 + \dots + \varphi_{2,n}\eta_n;$$

$$x_n = \varphi_{n,1}\eta_1 + \varphi_{n,2}\eta_2 + \dots + \varphi_{n,n}\eta_n,$$

откуда видно, что физические координаты являются линейной комбинацией из n форм колебаний, а в качестве весовых коэффициентов выступают нормальные координаты. Такое преобразование называют разложением решения по нормальным формам колебаний.

Для i -й физической координаты в функции времени можно записать

$$x_i(t) = \sum_{k=1}^n \varphi_{i,k} \eta_k(t). \quad (9.33)$$

Полученные соотношения можно объяснить следующим образом: для любой механической системы формы колебаний определяют набор ее возможных движений — собственных движений. Колебания по каждой физической координате складываются из всех форм колебаний, т.е. из всех возможных движений. Степень влияния k -й формы на i -ю координату определяется i -м коэффициентом $\varphi_{i,k}$ в k -й форме. Если в выражении (9.33) оставить только члены, соответствующие k -й форме колебаний, и учесть, что оно записано для произвольной координаты, то можно сказать, что коэффициенты форм колебаний $\varphi_{i,k}$ с точностью до постоянного множителя определяют амплитуды гармоник с частотой ω_k .

При исследовании реакции механической системы на внешнее воздействие наиболее эффективным является использование моделей в частотной области. В этом случае механическая система может быть представлена как система с несколькими входами и выходами: входами являются внешние воздействия, выходами — колебания упругих элементов или упругие силы, возникающие в результате этих колебаний.

Пусть внешнее воздействие приложено только к j -му звену механической системы, т.е.

$$\{F\} = \{0, \dots, F_j, \dots, 0\}^T,$$

тогда модальное воздействие

$$\{Q\} = [\Phi]^T \{F\}.$$

Применяя преобразования Лапласа к модальным уравнениям (9.32) и заменив оператор Лапласа на $s = \sqrt{-1} \omega$, где ω — частота колебаний, получим уравнение для определения изображения k -й нормальной координаты

$$\eta_k(\omega) = \frac{Q_k(\omega)}{\omega_k^2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_k} \right)^2 + 2\sqrt{-1} \xi_k \frac{\omega}{\omega_k} \right]}.$$

Определим взаимную динамическую податливость по k -й нормальной координате как отношение изображений по Лапласу нормальной координаты в i -м узле на k -й модальной частоте к изображению по Лапласу модального воздействия, приложенного в j -м узле при нулевых начальных условиях:

$$W_k(\omega) = \frac{\eta_k(\omega)}{Q_k(\omega)} = \frac{\Phi_{j,k}}{\omega_k^2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_k} \right)^2 + 2\sqrt{-1} \xi_k \frac{\omega}{\omega_k} \right]}.$$

Для i -й физической координаты взаимная динамическая податливость определяется с учетом уравнения (9.33) как

$$W_{i,j}(\omega) = \sum_{k=1}^n \frac{\Phi_{i,k} \Phi_{j,k}}{\omega_k^2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_k} \right)^2 + 2\sqrt{-1} \xi_k \frac{\omega}{\omega_k} \right]}. \quad (9.34)$$

Действительная и мнимая части определяются из уравнений

$$\operatorname{Re} W_{i,j}(\omega) = \sum_{k=1}^n \frac{\Phi_{i,k} \Phi_{j,k} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_k^2} \right)}{\omega_k^2 \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_k^2} \right)^2 + 4\xi_k^2 \frac{\omega^2}{\omega_k^2} \right]},$$

$$\operatorname{Im} W_{i,j}(\omega) = \sum_{k=1}^n \frac{2\varphi_{i,k}\varphi_{j,k}\xi_k \frac{\omega}{\omega_k}}{\omega_k^2 \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_k^2}\right)^2 + 4\xi_k^2 \frac{\omega^2}{\omega_k^2} \right]}.$$

Если имеются экспериментальные значения ξ_k , то их можно подставить в уравнение (9.34), если таких данных нет, то ξ_k можно рассчитать по экспериментальным значениям коэффициентов рассеяния энергии ψ_i в элементах соединений механической системы.

Рассеянная потенциальная энергия $\Delta\Pi_{i,k}$ i -го соединения звеньев на k -й собственной частоте

$$\Delta\Pi_{i,k} = \frac{\alpha}{2} \{\varphi_{i,k}\}^T [K_{i,\psi}] \{\varphi_{i,k}\} \eta_k^2,$$

где $[K_{i,\psi}]$ — матрица жесткости i -го соединения, каждый член которой умножен на соответствующий коэффициент поглощения ψ_i ; α — постоянный множитель, зависящий от начальных условий. Максимальная потенциальная энергия упругой системы для k -й формы колебаний может быть представлена в виде

$$\Pi_k = \frac{\alpha}{2} \{\varphi_k\}^T [K] \{\varphi_k\} \eta_k^2.$$

Коэффициент поглощения для k -й формы колебаний

$$\psi_{i,k} = 4\pi\xi_k = \frac{\Delta\Pi_k}{\Pi_k} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta\Pi_{i,k}}{\Pi_{i,k}},$$

откуда определяем, что коэффициент модального демпфирования (модальное затухание)

$$\xi_k = \frac{1}{4\pi\omega_k^2} \sum_{i=1}^n \{\varphi_{i,k}\}^T [K_{i,\psi}] \{\varphi_{i,k}\}. \quad (9.35)$$

Моделирование динамических характеристик механической системы методом теоретического модального анализа выполняется в следующей последовательности.

1. Составляется модель консервативной механической системы (9.28), для чего формируются матрицы инерции, жесткости и вектор внешних воздействий. Информация о коэффициентах демпфирования отсутствует.

2. Решается задача о собственных значениях (9.30). Определяются собственные частоты и собственные формы колебаний консервативной системы.

3. На основе информации о коэффициентах поглощения энергии определяются коэффициенты модального демпфирования (9.35).

4. Определяют частотные характеристики механической системы по физической координате и по упругой силе (9.34).

5. Выполняются преобразования Фурье над внешним воздействием $Q_j(t) \rightarrow Q_j(\omega)$. При этом внешнее воздействие может быть задано аналитически или таблицей.

6. В начале определяются реакции механической системы на внешние воздействия в частотной области $X_i(\omega) = W_{i,j}(\omega) Q_j(\omega)$ и затем выполняется обратное преобразование Фурье над функциями $X_i(\omega) \leftarrow x_i(t)$, что позволяет получить реакцию системы на внешнее воздействие (по силам и перемещениям) во временной области.

9.5. Моделирование механических систем приводов станков

9.5.1. Математическая модель простейшей системы

Простейшая механическая система может быть представлена двумя звеньями, одно из которых жестко закреплено, а второе перемещается относительно первого. Например, пневмоцилиндр (рис. 9.12, а) содержит два звена: поршень 1 и корпус 2. Поршень движется вдоль корпуса под действием силы $F(t)$, создаваемой давлением воздуха. К поршню приложены сила инерции $m\ddot{x}$, сила трения уплотнения поршня о корпус $h\dot{x}$ и сила упругости пружины sx . Сумма всех сил, действующих на поршень, записывается в виде дифференциального уравнения

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (9.36)$$

или, разделив на массу m поршня, получим:

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_0^2 x = q(t),$$

где $\delta = c/(2m)$ — коэффициент затухания; $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ — частота собственных колебаний (или собственная частота) механической системы без учета силы трения; $q(t) = F(t)/m$ — внешняя сила.

Параметрами механической системы в этом случае являются масса поршня (m , кг), коэффициент демпфирования (c , кг/с) и жесткость пружины (k , кг/с²). Если перемещение (x , м) одного звена происходит вдоль одной оси, можно считать, что такая механическая система имеет одну степень свободы. При моделировании механической системы используют расчетную схему (рис. 9.12, б), на которой показывают ее параметры.

Рассматривая простой пример с пневмоцилиндром, мы перешли от его конструкции (рис. 9.12, а) к расчетной схеме (рис. 9.12, б), которая хотя и не содержит элементов конструкции, но отражает ее свойства. Например, пружина

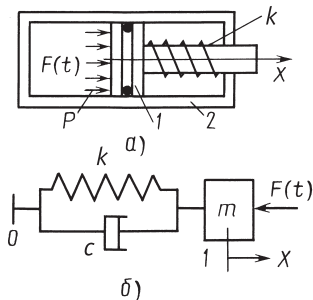


Рис. 9.12. Простейшая механическая система (а) и ее расчетная схема (б)

представлена на расчетной схеме ее жесткостью, уплотнение поршня и возникающая при этом сила трения — коэффициентом демпфирования, поршень представлен своей массой, а давление воздуха — силой, действующей на эту массу. Жестко закрепленный корпус пневмоцилиндра обозначен цифрой «0», перемещение поршня — « x ». Такой расчетной схеме могут соответствовать и другие конструкции с двумя звеньями, одно из которых жестко закреплено, а второе перемещается относительно первого. При этом на одно из звеньев действует внешняя сила и между звеньями действуют силы трения и упругости. Таким образом, расчетная

схема — это топологическая модель, в которой отражены состав объекта (неподвижное и подвижное звенья и внешняя сила) и взаимосвязи между элементами объекта (силы трения и упругости).

Расчетная схема отражает главные свойства конструкции, поэтому позволяет легко составить ее аналитическую модель. Это линейное дифференциальное уравнение второго порядка. Его называют линейным, потому что перемещение x , скорость $\dot{x}$ и ускорение $\ddot{x}$ поршня входят в уравнение в первой степени и уравнение не содержит степенных, показательных, логарифмических, тригонометрических или каких-либо других нелинейных функций от этих величин. Линейное дифференциальное уравнение называют также линейной моделью механической системы.

Аналитическая модель содержит информацию о свойствах механической системы. Например, как изменится время движения поршня с изменением давления; с какой амплитудой будет колебаться поршень в крайних положениях; через какое время эти колебания прекратятся; как изменить жесткость пружины и массу поршня, чтобы его перемещение было равномерным, а в крайних положениях колебания происходили с малой амплитудой и быстро затухали. Ответ на эти и множество других вопросов можно получить, если решить аналитическую модель, т. е. определить зависимость перемещения поршня от времени.

Решение уравнения (9.36) представляет собой сумму решений однородного (без правой части) и неоднородного (с правой частью) уравнений

$$x(t) = A \exp(-\delta t) \sin(\omega_* t + \beta) + \frac{1}{m\omega_*} \int_0^t F(t) \sin \omega_* (t - \tau) d\tau,$$

где A — амплитуда; β — начальная фаза; τ — время; $\omega_* = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}$.

9.5.2. Математическая модель одномерной цепной механической системы с конечным числом степеней свободы

Если звеньям механической системы, находящейся в состоянии устойчивого равновесия, сообщить малые перемещения x_{0i} и малые начальные скорости $\dot{x}_{0i}$, то система будет совершать свободные колебания около положения устойчивого равновесия.

В этом случае можно считать, что на каждое звено действует сила инерции $m_i \ddot{x}_i$ и сила упругости $T_i = k_{i+1}(x_i - x_{i+1}) - k_i(x_{i-1} - x_i)$. Однородные линейные дифференциальные уравнения движения для последовательно соединенных звеньев можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 - k_1(x_0 - x_1) + k_2(x_1 - x_2) &= 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_2(x_1 - x_2) + k_3(x_2 - x_3) &= 0; \\ &\dots \\ m_i \ddot{x}_i - k_i(x_{i-1} - x_i) + k_{i+1}(x_i - x_{i+1}) &= 0; \\ &\dots \\ m_n \ddot{x}_n - k_n(x_{n-1} - x_n) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (9.37)$$

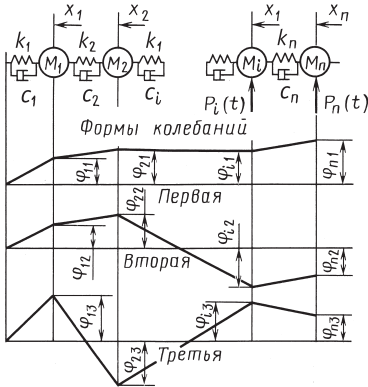


Рис. 9.13. Расчетная схема цепной механической системы и собственные формы колебаний

j — номера собственных частот колебаний ($j \leq n$).

Подставляя $x_{i,j}$ в уравнения (9.37), получим

$$\left. \begin{aligned} m_1 \varphi_{1,j} \omega_{01}^2 + k_1 (\varphi_{0,j} - \varphi_{1,j}) - k_2 (\varphi_{1,j} - \varphi_{2,j}) &= 0; \\ m_2 \varphi_{2,j} \omega_{02}^2 + k_2 (\varphi_{1,j} - \varphi_{2,j}) - k_3 (\varphi_{2,j} - \varphi_{3,j}) &= 0; \\ \dots & \\ m_i \varphi_{i,j} \omega_{0j}^2 + k_i (\varphi_{i-1,j} - \varphi_{i,j}) - k_{i+1} (\varphi_{i,j} - \varphi_{i+1,j}) &= 0; \\ \dots & \\ m_n \varphi_{n,j} \omega_{0n}^2 + k_n (\varphi_{n-1,j} - \varphi_{n,j}) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (9.38)$$

Решением системы уравнений (9.38) определяют собственные частоты и соответствующие им формы колебаний.

Для каждой собственной частоты значения форм колебаний можно графически изобразить в виде ординат, расположенных в тех сечениях, где находятся массы. Линия, соединяющая концы ординат, называется формой колебаний на соответствующей собственной частоте. Форма колебаний показывает не только относительные амплитуды собственных колебаний каждого звена системы, но и позволяет найти сечения, которые при собственных колебаниях остаются неподвижными.

Для того чтобы полностью определить процесс колебаний, необходимо знать амплитуду колебаний первого звена A_1 и начальную фазу $\beta_{i,j}$ для каждого слагаемого. Они могут быть найдены из начальных значений перемещений x_{0i} и скоростей $\dot{x}_{0i}$ звеньев механической системы:

$$\begin{aligned} x_{0i} &= \sum_{j=1}^k \varphi_{i,j} A_{1,j} \sin \beta_{i,j}; \\ \dot{x}_{0i} &= \sum_{j=1}^k \varphi_{i,j} A_{1,j} \omega_{0j} \cos \beta_{i,j}. \end{aligned}$$

где m_i — масса (момент инерции) звеньев; k_i — жесткость соединения звеньев или жесткость контакта в соединениях звеньев (рис. 9.13); n — число звеньев механической системы, равное числу степеней свободы расчетной схемы ($i = 1, 2, \dots, n$).

Решение уравнений (9.37) может быть представлено в виде

$$x_i = \sum_{j=1}^n x_{i,j},$$

где $x_{i,j} = \varphi_{i,j} A_{1,j} \sin(\omega_{0j} t + \beta_{i,j})$; $A_{i,j}$ — амплитуда колебаний i -го звена на j -й собственной частоте; $\varphi_{i,j} = A_{i,j}/A_{1,j}$ ($i = 1, 2, \dots, n$) — отношение амплитуд колебаний или форма колебаний; ω_{0j} — собственная частота; $\beta_{i,j}$ — начальная фаза;

При выводе уравнений свободных колебаний предполагалось отсутствие какого-либо сопротивления движению и внешних сил, действующих на систему.

Под действием сил сопротивления происходит потеря энергии колебаний в механической системе. Силы сопротивления определяются, например, через коэффициенты демпфирования $F_i = c_i (\dot{x}_i - \dot{x}_{i+1})$. Если к звеньям механической системы приложены внешние силы, уравнения, моделирующие вынужденные колебания, имеют вид

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\}, \quad (9.39)$$

где $[M]$, $[C]$ и $[K]$ — соответственно матрицы инерции, демпфирования и жесткости,

$$[M] = \begin{vmatrix} m_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_n \end{vmatrix};$$

$$[K] = \begin{vmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & \dots & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & \dots & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & \vdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & k_n \end{vmatrix}.$$

Матрица демпфирования может быть получена из матрицы жесткости заменой k_i на c_i . Вектор-столбцы, входящие в уравнение (9.39):

$$\{\ddot{x}\} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \vdots \\ \ddot{x}_n \end{Bmatrix}; \quad \{\dot{x}\} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \vdots \\ \dot{x}_n \end{Bmatrix}; \quad \{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix}; \quad \{F(t)\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ F(t) \end{Bmatrix}.$$

Общее решение $x_i(t)$ уравнений (9.39) содержит сумму однородного (при $F(t) = 0$) и частного решений:

$$x_i(t) = \sum_{j=1}^n \left(\varphi_{i,j} A_{i,j} + \frac{\dot{x}_{0i}}{\omega_{*j}} \right) \exp(-\delta_j t) \sin(\omega_j t + \beta_{i,j}) + \\ + \frac{1}{m_i \omega_j} \int_0^t F_i(\tau) \sin \omega_j (t - \tau) d\tau,$$

где δ_j — j -й коэффициент затухания; $\omega_j = \sqrt{\omega_{0j}^2 - \delta_j^2}$ — j -я собственная частота затухающих колебаний.

9.5.3. Моделирование внешних воздействий на механическую систему

Рассмотрим примеры моделирования внешних воздействий на привод, возникающих в результате выполнения различных технологических операций.

При включении в сеть асинхронного электродвигателя на ротор действует электромагнитный момент $M_{\text{эм}}(t)$, изменение которого близко по форме к «обращенной синусоиде»:

$$M_{\text{эм}}(t) = M_0 \left(1 + \frac{1}{\cos \varphi} \right) (1 - \cos 2\pi \omega_3 t),$$

где M_0 — постоянная составляющая момента или пусковой момент двигателя по статической характеристике; $\cos \varphi$ — характеристика двигателя в режиме короткого замыкания; ω_3 — частота электросети. Под воздействием $M_{\text{эм}}(t)$ в механической системе привода возникают затухающие колебания упругого момента.

Момент от силы резания при врезании инструмента в заготовку вначале возрастает примерно по линейному закону за время τ от 0 до стационарного значения M_0 , а затем стабилизируется (рис. 9.14). Аналитическое выражение функции единичного скачка $\sigma_0(t)$ имеет следующий вид:

$$M(t) = \frac{M_0}{\tau} [t\sigma_0(t) - (t - \tau)\sigma_0(t - \tau)].$$

Момент $M(t)$ от сил резания, действующий в приводе металлорежущего станка, при выходе инструмента резко снижается, в результате чего могут раскрыться зазоры в передачах и соединениях. При работе с раскрытием зазора $M(t)$ также изменяется по периодическому закону с периодом T (рис. 9.15):

$$M(t) = \frac{M_0}{2} \left[1 + (-1)^{n-1} \right] e^{\frac{2t}{T}};$$

$$\frac{T}{2}(n-1) < t < \frac{T}{2}n, \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

Внешнее воздействие на привод станка при фрезеровании представляет последовательность моментов от сил резания, в большинстве случаев с постоянной составляющей M_0 . Характеристики внешних воздействий определяются часто-

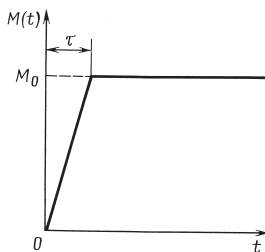


Рис. 9.14. Момент от сил резания при врезании инструмента в заготовку

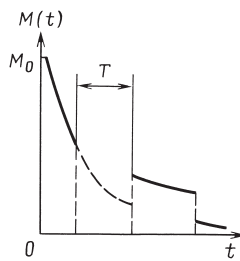


Рис. 9.15. Момент от сил резания в механизме с зазорами

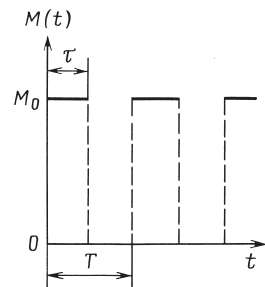


Рис. 9.16. Момент от силы резания при фрезеровании

той вращения фрезы ω_ϕ диаметром D , числом зубьев z и шириной фрезерования B . Длительность моментов от сил резания τ и период их следования T зависят от этих величин (рис. 9.16):

$$\tau = \frac{\arcsin \frac{B}{D}}{\pi \omega_\phi},$$

$$T = \frac{1}{\omega_\phi z}, \quad B < D.$$

Представить периодическое воздействие в удобной аналитической форме можно с помощью ряда Фурье. Коэффициенты ряда Фурье определяются по формулам ($k = 1, 2, 3, \dots$)

$$a_0 = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau M(t) dt = \frac{1}{\tau} M_0 t \Big|_0^\tau = M_0;$$

$$a_k = \frac{2}{\tau} \int_0^\tau M(t) \cos\left(\frac{2\pi k t}{\tau}\right) dt = \frac{M_0}{2\pi k} \sin\left(\frac{2\pi k t}{\tau}\right) \Big|_0^\tau = \frac{M_0}{2\pi k} \sin(2\pi k);$$

$$b_k = \frac{2}{\tau} \int_0^\tau M(t) \sin\left(\frac{2\pi k t}{\tau}\right) dt = -\frac{M_0}{2\pi k} \cos\left(\frac{2\pi k t}{\tau}\right) \Big|_0^\tau = -\frac{M_0}{2\pi k} [1 + \cos(2\pi k)],$$

где $k = 1, 2, 3, \dots$, а аналитическую зависимость момента сил резания при фрезеровании от параметров процесса резания определяет ряд Фурье:

$$M(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} \left[a_k \cos\left(\frac{2\pi^2 k \omega_\phi}{\arcsin(B/D)} t\right) + b_k \sin\left(\frac{2\pi^2 k \omega_\phi}{\arcsin(B/D)} t\right) \right].$$

Величины силовых воздействий часто содержат большую долю неопределенности, в связи с чем моделируются статистическими методами.

При таком подходе силовое воздействие моделируется набором статистических характеристик, которые получаются из анализа экспериментальных данных или исследования теоретической модели.

Пусть $f(t)$ — случайная внешняя сила, представление о спектре которой мы получим, усредняя силу по достаточно «большому» периоду T . Для более узкого класса практически важных изменений силы средние ее значения не зависят от того, в каком месте на оси времени выбирается период T . Такие силы называются стационарными.

Среднее значение силы

$$\bar{f} = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) dt$$

определяет постоянную составляющую силы. Часто начало отсчета для $f(t)$ выбирается так, чтобы $f = 0$.

Для анализа используется корреляционная функция силы

$$\varphi(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t)f(t+\tau) dt,$$

которая является случайной функцией времени.

Если произвести преобразование Фурье, то получим изменение силы от частоты, т.е. ее «частотный спектр».

Определим преобразование Фурье корреляционной функции $\varphi(\tau)$ как

$$\Phi(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau.$$

График этой функции изображен на рис. 9.17 и представляет непрерывный спектр. Обычно сила удара сосредоточена на фиксированных частотах (вертикальные линии на рис. 9.17), в то время как случайная сила определена на всех частотах, и значения не зависят от того, в каком месте на оси времени выбирается период T . Такие силы называются стационарными.

При численном решении для определения непериодических (импульсных или случайных) сил используют спектральный анализ непериодических функций на основе дискретного преобразования Фурье.

Если внешняя сила задана своими значениями $F_1, F_2, \dots, F_m$ через равные интервалы времени Δt , например полученными в результате эксперимента (рис. 9.18), то численный анализ заключается в расчете их комплексной спектральной плотности:

$$\begin{aligned} \operatorname{Re} F(\omega) &= \Delta t \sum_{i=1}^{d-1} F_i \cos\left(\frac{180\omega\Delta t}{\pi}\right); \\ \operatorname{Im} F(\omega) &= \Delta t \sum_{i=1}^{d-1} F_i \sin\left(\frac{180\omega\Delta t}{\pi}\right), \end{aligned}$$

где d — число интервалов значений функции $F_i(t)$; ω — частота из частотного спектра, в пределах которого рассматриваются колебания механической системы.

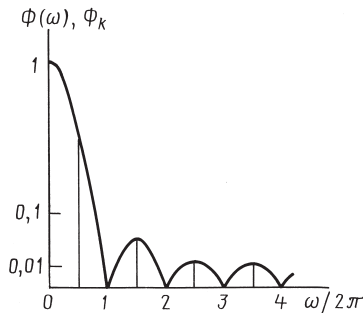


Рис. 9.17. Непрерывная спектральная плотность $\Phi(\omega)$ случайной силы и ее дискретный спектр Φ_k

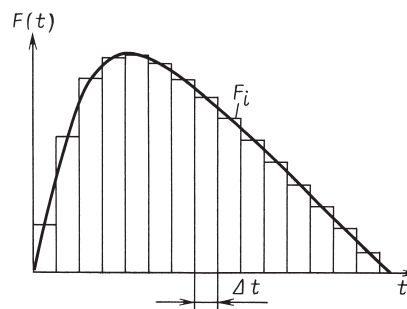


Рис. 9.18. Представление внешней силы через ее дискретные значения

Пример. Моделирование крутящего момента на шпинделе фрезерного станка при фрезеровании плоскости торцевой фрезой.

Исходные данные: фреза торцевая насадная со вставными ножами, оснащенными пластинами из твердого сплава Т15К6, диаметром $D = 125$ мм и числом зубьев $z = 8$; ширина фрезерования $B = 100$ мм; материал заготовки сталь 30; фрезерование черновое. Режимы резания: глубина фрезерования $t_p = 3$ мм; подача на зуб фрезы $S_z = 0,12$ мм; среднее значение периода стойкости $T = 180$ мин; фрезерование без охлаждения.

Расчет параметров модели. Скорость резания (или окружная скорость фрезы)

$$v = \frac{332D^{0,2}K_{mv}K_{pv}K_{iv}}{T^{0,2}t_p^{0,1}S_z^{0,4}B^{0,2}z^0} =$$

$$= \frac{332 \cdot 125^{0,2} \cdot \left(\frac{750}{491}\right) \cdot 1 \cdot 1,15}{180^{0,2} \cdot 3^{0,1} \cdot 0,12^{0,4} \cdot 100^{0,2} \cdot 8^0} = 458,6 \text{ м/мин},$$

где K_{mv} — коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала; K_{pv} — коэффициент, зависящий от марки твердого сплава; K_{iv} — коэффициент, зависящий от вида обработки.

Частота вращения фрезы

$$n_\phi = \frac{v}{\pi D} = \frac{458,6}{3,14 \cdot 0,125} = 1167,8 \text{ мин}^{-1},$$

принимаем $n_\phi \approx 20 \text{ с}^{-1}$.

Главная составляющая силы резания (окружная сила), действующая на один зуб фрезы,

$$F_z = \frac{10 \cdot 825 t^{1,0} S_z^{0,75} B^{1,1}}{D^{1,3} \cdot \omega_\phi^{0,2}} K_{mp} =$$

$$= \frac{10 \cdot 852 \cdot 3^{1,0} \cdot 0,12^{0,75} \cdot 100^{1,1} \left(\frac{491}{750}\right)^{0,3}}{125^{1,3} \cdot 1200^{0,2}} = 315 \text{ Н}.$$

Крутящий момент на шпинделе

$$M_0 = \frac{F_z D}{2 \cdot 100} = \frac{315 \cdot 125}{2 \cdot 100} = 196,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коэффициенты ряда Фурье (Н·м) для $k = 0 \dots 10$: $a_0 = 197$; $a_k = 0$; $b_1 = -62,7$; $b_2 = -31,3$; $b_3 = -20,9$; $b_4 = -15,7$; $b_5 = -12,5$; $b_6 = -10,5$; $b_7 = -9,0$; $b_8 = -7,8$; $b_9 = -7$; $b_{10} = -6,3$.

Таким образом, математическая модель момента от сил резания, действующих при фрезеровании, может быть представлена в виде ряда Фурье ($0 \leq t \leq \tau = 0,0127 \text{ с}$, постоянная времени $T_\Pi = 0,00625 \text{ с}$):

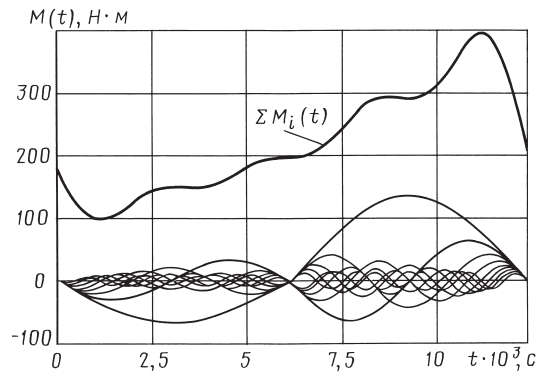


Рис. 9.19. Отдельные слагаемые и результирующий момент $\Sigma M_i(t)$ от силы резания при фрезеровании (при $t = 0,00625$ с в работу вступает второй зуб фрезы одновременно с первым)

$$\begin{aligned}
 M(t) = & 98,5 - 62,7 \sin(493,5t) - 31,3 \sin(987t) - 20,9 \sin(1480,5t) - \\
 & - 15,7 \sin(1974t) - 12,5 \sin(2467,5t) - 10,5 \sin(2961t) - 9 \sin(3454,5t) - \\
 & - 7,8 \sin(3948t) - 7 \sin(4441,5t) - 6,3 \sin(4935t).
 \end{aligned}$$

На рис. 9.19 показаны отдельные слагаемые и результирующий график изменения момента от сил резания при фрезеровании. Период следования внешних воздействий при фрезеровании зависит от числа зубьев фрезы: с увеличением числа зубьев уменьшается T и при $z \geq 4$ и $0,1B/D \leq 1$ его значение становится меньше τ , т.е. в процессе резания участвуют одновременно больше одного зуба, а воздействия сил резания, создаваемые каждым зубом, совпадают во времени. Моменты от сил резания представляют функцию, близкую к ступенчатой. Отдельные слагаемые аппроксимируют результирующий момент.

9.5.4. Расчет параметров модели механической системы привода

Параметрами математической модели механической системы привода являются масса или момент инерции его звеньев, жесткость их соединений и демпфирование. Массы и моменты инерции могут быть рассчитаны с большой точностью по чертежам детали или 3D-модели. При расчете жесткости упругих элементов и соединений используются экспериментальные данные. Характеристики демпфирования носят в основном экспериментальный характер. Наибольшей достоверностью и удобством использования обладают коэффициенты поглощения энергии в материале деталей и их соединениях.

Расчет масс и моментов инерции звеньев привода. Масса звена определяется в зависимости от его объема и удельного веса. Для сплавов на основе железа удельный вес: $\gamma = 7,87 \cdot 10^3$ кг/м³; меди $\gamma = 8,93 \cdot 10^3$ кг/м³; алюминия $\gamma = 2,7 \cdot 10^3$ кг/м³. Подавляющее большинство деталей привода геометрически представляют собой тела вращения. Для вычисления массы или момента инерции относительно оси вращения деталь разбивают на участки постоянного или условно постоянного диаметра, определяют их массу или момент инерции, а затем результаты суммируют.

Массы и моменты инерции цилиндрических участков детали рассчитывают по формулам

$$m = \frac{\pi d^2}{4} l \gamma; \quad J = \frac{\pi d^4}{32} l \gamma,$$

где l и d — соответственно длина и диаметр участка вала.

Если деталь имеет внутренние полости, то из момента инерции или массы сплошного тела вычитают массу или момент инерции тела, имеющего объем полости.

При расчете момента инерции шестерни ее можно рассматривать как сплошное цилиндрическое тело диаметром, равным диаметру делительной окружности.

Для сложных деталей масса и момент инерции могут определяться экспериментальным путем.

Моделирование демпфирования. Силами сопротивления движению называют силы, зависящие от скорости скольжения звеньев привода. Они направлены противоположно скорости и возникают в результате трения в подвижных соединениях: подшипниках скольжения и качения, зубчатых и фрикционных передачах и других механизмах, где реализуется качение и скольжение. Контактующие между собой звенья привода могут скользить друг по другу, двигаясь поступательно или вращаясь с различными угловыми скоростями. При качении поверхности соприкасающихся и перемещающихся тел непрерывно меняются участки взаимного контакта без скольжения. В этом случае качение называют «чистым», но обычно оно сочетается со скольжением поверхностей, принимая смешанный характер.

Наиболее простой и часто используемой моделью силы трения является линейно-вязкое трение, пропорциональное скорости движения и определяемое через коэффициент демпфирования $F_1 = h_1 \dot{x}$. Но природа сил трения более сложна, и далеко не всегда допустимо моделирование трения как линейно-вязкого. Зависимость сил трения скольжения (качение со скольжением) при наличии смазочного материала от скорости скольжения имеет две характерные точки и четыре участка (рис. 9.20). Точка A характеризует максимальное значение силы трения. В точке B происходит катастрофическое разрушение контактирующих поверхностей, поэтому данная точка определяет предел несущей способности контакта по условию возникновения задира.

На участке I с ростом скорости увеличивается сила трения; на нем коэффициент трения скольжения достигает максимума; II — участок уменьшения силы трения с увеличением скорости скольжения; III — участок малого изменения силы трения с увеличением скорости скольжения; IV — участок катастрофического разрушения контактирующих поверхностей, быстрого

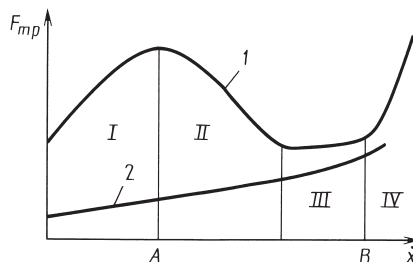


Рис. 9.20. Зависимость силы трения скольжения от скорости скольжения при постоянной силе давления на контакте: 1 — трение со смазочным материалом; 2 — трение без смазочного материала

роста силы трения. В условиях трения без смазочного материала сила трения моделируется как линейно-вязкая. Нелинейность сил трения необходимо учитывать при вычислении резонансных амплитуд вынужденных колебаний.

Силы трения, удовлетворяющие неравенству $F(\dot{x})\dot{x} > 0$, совершают отрицательную работу и вызывают рассеяние механической энергии; такие силы трения называют *диссипативными*. Если $F(\dot{x})\dot{x} < 0$, то силы трения совершают положительную работу и вызывают приток механической энергии в систему; такие силы называют *силами отрицательного трения*. Если сила трения совершает отрицательную работу в одних промежутках движения и положительную в других, то привод обладает автоколебательными свойствами.

Модель силы трения скольжения при качении со скольжением в присутствии смазочного материала включает, кроме линейно-вязкого трения, еще две составляющие: $F_2 = c_2 \dot{x}/|\dot{x}|$ — кулоново трение; $F_3 = c_3 |\dot{x}|$ — квадратичное сопротивление. Коэффициенты демпфирования c_1 , c_2 и c_3 — положительные или отрицательные постоянные величины.

Экспериментальные данные свидетельствуют о том, что демпфирование в приводе играет существенную роль как диссипативный фактор, но практически не влияет на собственные частоты и формы колебаний. При расчете частотных характеристик учет демпфирования необходим и должен быть проведен как можно тщательнее, поскольку значения модуля АФЧХ на собственных частотах в такой же степени зависит от демпфирования, как и от податливости. В связи с большим расхождением приведенных в технической литературе значений различных коэффициентов, характеризующих демпфирующую способность элементов механической системы привода, ошибка может оказаться недопустимой.

Таким образом, ошибки в оценке демпфирования при расчетах частотных характеристик могут свести на нет усилия, затраченные на достижение адекватности модели, и затруднить в дальнейшем объективную оценку динамического качества привода.

В практике динамических расчетов привода за основную характеристику демпфирования наиболее часто принимают относительное рассеяние энергии, определяемое через коэффициент поглощения ψ (табл. 9.1). Логарифмический декремент затухания колебаний $\theta = \psi/2$.

Коэффициент демпфирования электромагнитного поля асинхронного двигателя

$$c_\partial = 2\pi f_\partial S_K J_p,$$

где f_∂ — частота электросети; $S_K = 0,03...0,05$ — критическое скольжение двигателя; J_p — момент инерции ротора.

Для двигателя постоянного тока

$$c_d = J_p/\tau,$$

где $\tau = L_\partial/R_\partial$ — электромагнитная постоянная времени; L_∂ — индуктивность якоря, Гн; R_∂ — активное сопротивление цепи якоря, Ом. Электромагнитная постоянная времени находится в пределах $0,02...0,05$ с.

9.1. Коэффициент поглощения энергии

Упругий элемент	Коэффициент поглощения энергии, ψ
Участок вала (сталь)	0,01...0,02
Соединения:	
неподвижное шпоночное и шлицевое	0,02...0,03
подвижное шпоночное и шлицевое	0,6...0,8
Передачи:	
ременная	0,3...0,5
винт—гайка качения	0,2...0,35
винт—гайка скольжения	0,4...0,5
зубчатая (без учета опор вала)	0,1...0,2
Подшипники качения:	
шариковые	0,2...0,25
роликовые	0,3...0,4
Муфты:	
кулачковая	0,3...0,4
упругая с резиновой звездочкой	0,6...0,65
втулочно-пальцевая	0,4...0,5
с упругой оболочкой (сильфон)	0,2...0,3

Коэффициент поглощения энергии электромагнитным полем

$$\psi = \frac{2\pi h_1}{\sqrt{J_p k_\vartheta}},$$

где k_ϑ — жесткость электромагнитного поля.

Экспериментально установлено, что:

- рассеяние энергии колебаний в зоне контакта деталей привода объясняется в основном внешним трением;
- при отсутствии смазочного материала рассеяние энергии практически не зависит от среднего давления в зоне контакта;
- в зоне контакта со смазкой с увеличением количества и вязкости масла рассеяние энергии колебаний возрастает;
- рассеяние энергии зависит от частоты и амплитуды колебаний;
- относительное рассеяние энергии колебаний не зависит от размеров контакта.

Расчет жесткости соединений деталей и узлов. Участок вала. Жесткость отдельных участков вала определяют по формуле

$$k = \frac{\pi G d^4}{32l},$$

где G — модуль сдвига; d и l — соответственно диаметр и длина участка вала.

Значения модуля сдвига для некоторых материалов приведены в табл. 9.2.

Жесткость конического участка сплошного вала определяется по приближенной формуле

$$k = \frac{\pi G d^4}{32kl},$$

9.2. Модули упругости (E, G) и коэффициент Пуассона (ν) поликристаллических материалов при нормальном давлении и температуре 20 °С

Материал	E , ГПа	G , ГПа	ν
Алюминиевая бронза	103	41	0,25
Алюминий	68,5	25...26	0,359...0,369
Дюралюминий	70	26	0,31
Латунь катанная	98	36	0,36
Латунь холодноотянутая	89...97	34...36	0,32...0,42
Сталь легированная	206	80	0,25...0,30
Сталь углеродистая	195...205	8	0,24...0,26
Титан	116	44	0,32
Чугун белый	113...116	44	0,23...0,27

где d — диаметр большего основания конуса; k — коэффициент, $k = a(1 + a + a^2)/3$, a — отношение меньшего диаметра к большему диаметру оснований конуса.

Жесткость ременной передачи, приведенную к одному из шкивов, определяют по формуле

$$k = \frac{2R^2FE}{l},$$

где R — радиус шкива, к которому выполняется приведение; F — площадь сечения ремня; E — модуль упругости ремня; $l = 0,5L - \pi(1 - \alpha/360)(R_1 + R_2) + 0,3v \times (R_1 + R_2)$ — длина ведущей ветви ремня; L — расчетная длина ремня; α — угол обхвата шкива ремнем; R_1 и R_2 — радиусы шкивов; v — скорость ремня, м/с.

Размеры и модули упругости ремней приведены в табл. 9.3 и 9.4 (σ_0 — напряжение, вызываемое начальным натяжением ремня; s и δ — соответственно шаг между осями ремней по ширине шкива и расстояние от торца шкива до оси канавки).

Жесткость зубчатого зацепления определяют по формуле

$$k_0 = kR^2b,$$

где k_0 — коэффициент удельной жесткости; R — радиус начальной окружности колеса; b — ширина рабочего венца.

В среднем для зацепления в полюсе стальных прямозубых колес внешнего зацепления $k_0 \approx 1,45 \cdot 10^8$ Н/м², то же для внутреннего зацепления $k_0 \approx 1,63 \cdot 10^8$ Н/м².

Жесткость передачи винт—гайка качения определяется как отношение осевой силы, действующей в передаче, к относительному смещению гайки и винта в результате деформаций на контакте между ними и телами качения. Ниже приведены формулы для расчета эквивалентной жесткости, характеризующей угол поворота винта от осевой силы, приложенной к гайке.

Для передачи винт—гайка качения с предварительным натягом жесткость определяется по формуле

$$k = \frac{1,5}{Q} z_p \sin^2 \alpha \cos^2 \beta \sqrt[3]{\frac{F_H}{j}};$$

9.3. Размеры клиновых ремней

Тип	Обозначение	F , мм ²	Расчетная длина L , мм	$D_{\min}$, мм	σ_0 , МПа	Максимальный момент, Н·м	s , мм	δ , мм
			min/max					
Нормальные	О	47	400/2500	63	1,5	25	12	8
	А	81	560/4000	90	1,5	70	16	10
	Б	138	1000/6300	125	1,5	190	20	12,5
	В	230	1800/10600	200	1,67	550	26	17
	Г	476	3150/15000	315	1,78	2000	37,5	24
	Д	692	4500/18000	500	1,89	2200	44,5	29
Узкие	Е	1170	6300/14000	800	1,89	4500	58	38
	1,0...8,5	61	710/1500	71	1,0	30	12	8
	1,0...11,0	94	750/1650	90			15	10
	1,0...14,0	159	1000/2000	140			19	12

Примечание. Стандартный ряд расчетных длин: 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000; 11200; 12500; 14000; 16000; 18000.

9.4. Модули упругости ремней

Профиль ремня	Материал	Модуль упругости E , МПа
Плоский ремень	Прорезиненная ткань	80...120
	Хлопчатобумажная ткань	30...60
	Высокополимерные материалы	2250...3800
Зубчатый ремень	Со стальным кордом	6000...39000
Клиновые ремни	Хлопчатобумажный корд	80...120
	Кордотканевые	250...400
	Шнуровой корд из волокна амида	600...800

$$a = m \sqrt[3]{\frac{(1 - r_1/r_2)j^5}{r_1 E^2}}; \quad m = (1,41 - 1,17A)^2; \quad A = \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right) \left(1 - \frac{2r_1}{d} \cos \alpha\right),$$

где α — угол контакта; E — модуль упругости; r_1, r_2 — радиус соответственно шарика и желоба; z_p — расчетное число шариков; β — угол подъема резьбы; F_H — максимально допустимая сила предварительного натяга; j — передаточное отношение винтовой передачи.

Диаметр шариков передачи выбирается из ряда: 1,5; 2,5; 3; 3,5; 4; 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 15; 16; 17; 19 мм (см. также п. 5.4).

Жесткость шпоночного соединения (рис. 9.21) приближенно определяется по формуле

$$k = \frac{d^2 l k_{\text{шп}}}{4(1/t + 1/t_1)},$$

где $k_{\text{шп}} \approx (3...4) \cdot 10^{11}$ м³/кг — коэффициент податливости шпоночного соединения; d — диаметр, по которому происходит соединение вала и втулки; t, t_1 — размеры шпонки по высоте, по которым происходит контактирование шпонки

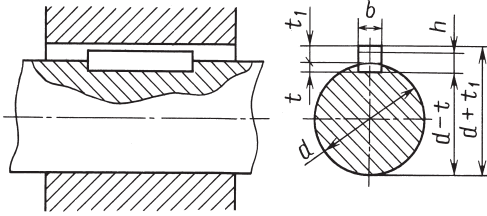


Рис. 9.21. Шпоночное соединение

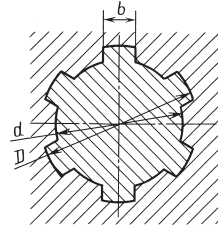


Рис. 9.22. Шлицевое соединение

с валом и втулкой соответственно. Значения t для шпонок стандартизованы, при этом $t_1 = h - t$; l — длина шпоночного соединения определяется по формуле

$$l = \frac{2M}{[\sigma]_{\text{см}} z d (h - 0,7t)}.$$

Здесь $[\sigma]_{\text{см}} = 30 \dots 50 \text{ МН/м}^2$; z — число шпонок; M — крутящий момент в соединении. Длину шпонки, мм, выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250 (ближайшее большее к расчетному значению).

Жесткость шлицевого соединения (рис. 9.22) приближенно определяется по формуле

$$k = 0,25 d_c^2 l h \xi z k_{\text{шл}},$$

где d_c — средний диаметр шлицев, $d_c = d + h$; h — высота шлицев, $h = (D - d)/2$; l — длина шлицевого соединения; $\xi \approx 2 \dots 4$ — коэффициент, учитывающий фактическое число работающих шлицев; z — число шлицев; $k_{\text{шл}} = (3 \dots 4) \cdot 10^{10} \text{ м}^3/\text{кг}$ — коэффициент податливости шлицевого соединения.

Размеры шлицевых соединений $z \times d \times D \times b$:

легкая серия: 6×23×26×6; 6×26×30×6; 6×28×32×7; 8×32×36×6; 7×36×40×7; 8×42×46×8; 8×46×50×9; 8×52×58×10; 8×56×62×10;

средняя серия: 6×21×25×5; 6×23×28×6; 6×26×32×6; 6×28×34×7; 8×32×38×6; 8×36×42×7; 8×42×48×8; 8×46×54×9;

тяжелая серия: 10×21×26×3; 10×23×29×4; 10×26×32×4; 10×28×35×4; 10×32×40×5; 10×36×45×5; 10×42×52×6; 10×46×56×7; 16×52×60×5; 16×56×65×5; 16×62×72×6.

Жесткость кулачковых муфт (рис. 9.23) определяется контактной жесткостью кулачков:

$$k = 0,25 D_{\text{ср}}^2 k_1 k_2 z b h,$$

где $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр муфты по кулачкам; $k_1 = (0,3 \dots 0,4) \cdot 10^{12} \text{ Н/м}^3$ — коэффициент контактной податливости; $k_2 = 0,3 \dots 0,5$ — коэффициент, учитывающий фактическое количество кулачков, передающих крутящий момент; z — число кулачков; b и h — соответственно рабочая ширина и высота кулачка.

Основные размеры сцепных муфт с трапециевидными кулачками приведены в табл. 9.5.

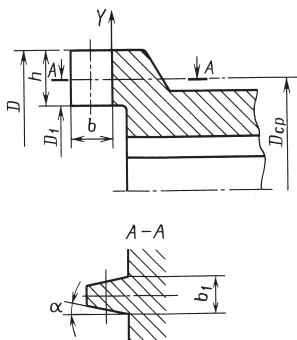


Рис. 9.23. Форма кулачков кулачковой муфты

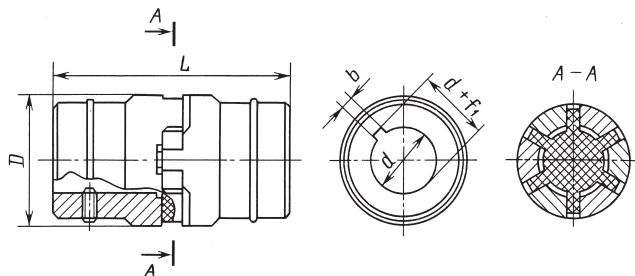


Рис. 9.24. Упругая муфта с резиновой звездочкой

9.5. Основные размеры, мм, сцепных муфт с трапецеидальными кулачками для автоматического или ручного включения

Число кулачков, z	D	h	b	D_1	Длина муфты L
5	40	5...8	4	24...30	55...60
	45...55	5...10		35	80
7	60...90	5...10	6	50...70	90...120

Жесткость упругих муфт с резиновой звездочкой (рис. 9.24)

$$k = \frac{10^6 k_d \sqrt{H^3 D^3}}{k_0},$$

где D — наружный диаметр муфты; H — твердость резины по Шору 7,4 HRD; $k_0 = 4,5$ для $D = 50 \dots 125$ мм.

При расчете жесткости муфт с резиновыми упругими элементами следует учитывать разную жесткость резины при статическом и динамическом нагружении. Динамический коэффициент зависит от состава резины и амплитуды колебаний. В диапазоне частот $0,1 \dots 200$ Гц $k_d = 2 \dots 2,5$.

Основные размеры упругих муфт с резиновой звездочкой* приведены в табл. 9.6.

Жесткость втулочно-пальцевой муфты (рис. 9.25)

$$k = 0,25 \cdot 10^6 k_d \sqrt{H^3 D^3},$$

где D — диаметр муфты; H и k_d — аналогично предыдущей муфте.

Основные размеры втулочно-пальцевой муфты приведены в табл. 9.7.

Жесткость муфты с упругой оболочкой типа сильфон (рис. 9.26)

$$k = \frac{\pi G D^4 \left[1 - (1 - 2h/D)^4 \right]}{32L},$$

* В пределах каждого габарита муфт (размер D) разрешается любое сочетание диаметров посадочных отверстий d в полумуфтах.

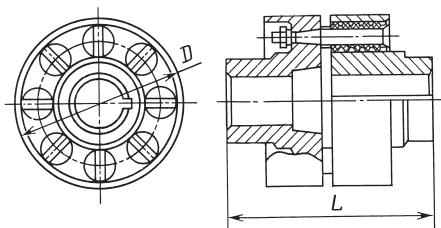


Рис. 9.25. Втулочно-пальцевая муфта

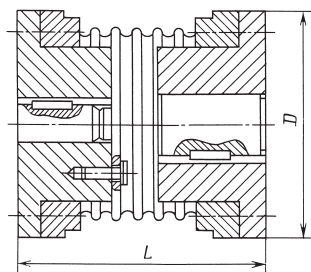


Рис. 9.26. Муфта с упругой оболочкой

9.6. Основные параметры упругих муфт с резиновой звездочкой

D , мм	d , мм	L , мм	Допускаемый расчетный момент, Н·м	$n_{\max}$, мин ⁻¹
50	16, 18, 20, 22, 25	75	15	4500
65	20, 22, 25, 28, 30	95	30	4500
80	25, 28, 30, 32, 35	120	60	3500
100	30, 32, 35, 40, 45	150	110	3500
125	35, 40, 45, 50, 55	185	220	300

9.7. Основные параметры втулочно-пальцевой муфты

Диаметр соединяемых валов, мм	D , мм	L , мм	Допускаемый расчетный момент, Н·м	$n_{\max}$, мин ⁻¹
25...28	120	125	130	4750
28...36	140	165	240	4000
36...45	170	226	450	3350
45...90	190	226	700	3000

9.8. Основные параметры муфты с упругой оболочкой

Диаметр вала d , мм	D , мм	L , мм	h , мм	Допускаемый предельный момент, Н·м	$n_{\max}$, мин ⁻¹
10...35	178	125	0,5...1,0	150	3000
20...50	210	150	1,0...2,0	300	2000
35...80	263	174	1,5...2,5	750	2000

где G — модуль упругости материала оболочки (см. табл. 9.2); h — толщина упругой оболочки.

Основные параметры муфты с упругой оболочкой приведены в табл. 9.8.

Электромагнитное поле двигателя обладает свойствами упругости. Приближенно можно считать, что электромагнитный момент двигателя пропорционален угловому смещению ротора при крутильных колебаниях.

Для асинхронного двигателя

$$k = \frac{6,29pM_{\text{кр}}\eta}{\pi},$$

где $p = 50/n$ — число пар полюсов; n — частота вращения ротора, с^{-1} ; $M_{\text{кр}} = N/n$ — критический момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$; η — коэффициент перегрузки по моменту; N — мощность, Вт .

Для электродвигателей постоянного тока:

$$k = \frac{2 \cdot 10^2 \pi N}{\pi n^2}.$$

9.5.5. Примеры моделирования приводов станков

Моделирование динамических характеристик привода главного движения многоцелевого станка*. Конструкция привода и ее расчетная схема. Конструкция механизма привода главного движения многоцелевого станка показана на рис. 9.27. Электродвигатель 1 связан со шпинделем через муфту 2 и двухступенчатую коробку с зубчатыми парами 3, 4 и 5, 10 (или 3, 4 и 4, 7).

На вале-шестерне 7 коробки установлен шкив 11 зубчато-ременной передачи, ведомый шкив которой установлен на шпинделе (на рисунке не показан). Отсчет углового положения шпинделя для резьбонарезания при токарной обработке производится с помощью фотоэлектрического импульсного датчика 9, соединенного муфтой 8 с валом-шестерней 7.

Угловая ориентация шпинделя при переходе из токарного режима во фрезерный производится первоначально грубо по конечному выключателю 12, а затем точно — фотоэлектрическим импульсным датчиком 13, соединенным муфтой 14 с валом-шестерней 7.

Неподвижное звено расчетной схемы привода — статор электродвигателя. На расчетной схеме показаны жесткости и коэффициенты демпфирования: электромагнитного поля двигателя (k_3, c_3), соединения вала двигателя и полумуфты (k_1, c_1), муфты (k_2, c_2), м соединения полумуфты и зубчатого колеса 3 (k_3, c_3), зубчатого зацепления колес 3—4 (k_4, c_4), зубчатого зацепления колес 5—10 (k_5, c_5), соединения зубчатого колеса 10 и вала-шестерни 7 (k_6, c_6). Моменты инерции: J_3 — ротора электродвигателя; J_1 и J_2 — полумуфт муфты; J_3 — зубчатого колеса 3; J_4 — зубчатых колес 4 и 5; J_5 — зубчатого колеса 10; J_6 — вала-шестерни 7 и шкива 11. Моменты инерции зубчатых колес определены с учетом моментов инерции валов, на которых они установлены. Момент от сил резания приложен к шкиву.

Задача моделирования. Выполнить анализ динамических характеристик привода главного движения многоцелевого станка, реализующего следующие режимы обработки: подача $S = 2,1$ мм/об, глубина резания $t = 3,8$ мм и скорость резания $v_p = 70$ м/мин. Обработка стали $\sigma_b = 650$ МПа резцом из твердого сплава.

* Конструкция привода главного движения многоцелевого станка типа ИРТ180ПМФ4 принята базовой для проектного расчета конструкции с новыми техническими характеристиками.

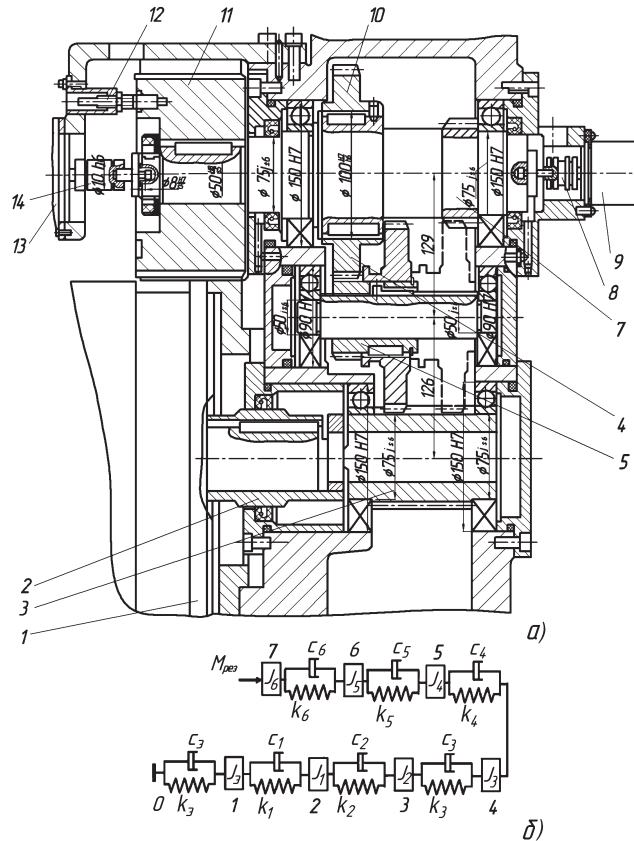


Рис. 9.27. Конструкция механизма привода главного движения многоцелевого станка ИРТ180ПМФ4 (а) и его приведенная расчетная схема (б)

Диапазон бесступенчатого регулирования скорости электродвигателя с постоянной мощностью $R_{д.р} = 2,5$. Минимальная частота вращения шпинделя с постоянной мощностью $n_{ном} = 250 \text{ мин}^{-1}$. Момент инерции шкива $J_{ш} = 0,014 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Расчет параметров базового варианта механической системы привода. Расчет составляющей силы резания по оси z :

$$F_z = 10 C_p t^x S^y v_p^n K_p = 10 \cdot 300 \cdot 3,8^1 \cdot 2,1^{0,75} \cdot 70^{-0,15} (750/650)^{0,75} \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 13334 \text{ Н}.$$

При обработке стали и стальных отливок с $\sigma_b \leq 750 \text{ МПа}$ резцом с материалом рабочей части из твердого сплава значения коэффициентов для расчета силы резания, действующей по оси Z , равны: $C_p = 300$; $x = 1,0$; $y = 0,75$; $n = -0,15$; $K_p = K_{мр} K_{фр} K_{гр} K_{лр} K_{тр}$; $K_{мр} = (\sigma_b/750)^{0,75}$. Значения остальных коэффициентов приведены в табл. 9.9.

Выбор электродвигателя. Мощность резания определяют по формуле

$$P = \frac{F_z v_p}{1020 \cdot 60} = \frac{13334 \cdot 70}{1020 \cdot 60} = 15,25 \text{ кВт}.$$

9.9. Значения коэффициентов $K_{\varphi p}$, $K_{\gamma p}$, $K_{\lambda p}$, K_{rp}

Главный угол в плане φ , °	30	$K_{\varphi p} = 1,08$
	45	$K_{\varphi p} = 1,0$
	60	$K_{\varphi p} = 0,94$
	90	$K_{\varphi p} = 0,89$
Передний угол γ , °	-15	$K_{\gamma p} = 1,25$
	0	$K_{\gamma p} = 1,1$
	10	$K_{\gamma p} = 1,0$
Угол наклона главного лезвия λ , °	-5; 0; 5; 15	$K_{\lambda p} = 1,0$
Радиус при вершине r , мм	0,5; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0	$K_{rp} = 1,0$

Выбираем электродвигатель постоянного тока, допускаемая мощность которого ($P = 17$ кВт) больше мощности резания. Характеристики электродвигателя: момент $M_{\text{дв}} = 85$ Н·м, максимальная частота вращения $n_{\text{дв max}} = 2000$ мин⁻¹, коэффициент перегрузки по моменту $\eta = 11$, момент инерции ротора $J_p = 0,035$ кг·м², диаметр вала $d_{\text{дв}} = 42$ мм.

Номинальная частота вращения двигателя (при постоянной мощности) $n_{\text{ном}} = 800$ мин⁻¹.

На рис. 9.28 приведен график частот вращения привода (без учета частот вращения шпинделя меньше 242 мин⁻¹, реализуемых при постоянном моменте двигателя).

$$i_1 = z_3/z_4 = 18/33; i_2 = z_5/z_{10} = 18/33; i_3 = z_4/z_7 = 33/18.$$

Модуль зацепления зубчатых колес z_3 — z_4 при $M_1 = M_{\text{дв}} = 85$ Н·м

$$m \geq 3 \sqrt{\frac{2MK}{zy[\sigma]_H \psi_m}} = 3 \sqrt{\frac{2 \cdot 85 \cdot 1,4}{18 \cdot 0,356 \cdot 290 \cdot 10^6 \cdot 6}} = 0,0028 \text{ м} = 2,8 \text{ мм}.$$

Принимаем $m_{3,4} = 3$ мм.

Модули зацепления зубчатых колес $m_{5,10} = 4$ мм ($M_2 = M_{\text{дв}}/i_2 = 85/0,55 = 154$ Н·м); $m_{4,7} = 5$ мм ($M_3 = M_{\text{дв}}/i_1 i_2 = 85/0,55 \cdot 0,55 = 281$ Н·м).

Примем следующие значения модулей зубчатых колес z_3 , z_4 и z_7 — $m_1 = 5$ мм; z_5 и z_{10} — $m_2 = 4$ мм.

Делительные диаметры: $d_3 = m_1 z_3 = 5 \cdot 18 = 90$ мм, $d_4 = m_1 z_4 = 5 \cdot 33 = 165$ мм; $d_5 = m_2 z_5 = 4 \cdot 18 = 72$ мм; $d_7 = m_1 z_7 = 5 \cdot 18 = 90$ мм; $d_{10} = m_2 z_{10} = 4 \cdot 33 = 132$ мм.

Ширина зубчатого венца

$$b_4 = (d_3 + d_4) \psi_a / 2 = (90 + 165) 0,2 / 2 = 25,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_4 = b_7 = 26$ мм;

$$b_5 = (d_5 + d_{10}) \psi_a / 2 = (72 + 132) 0,2 / 2 = 20,4 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_5 = b_{10} = 21$ мм.

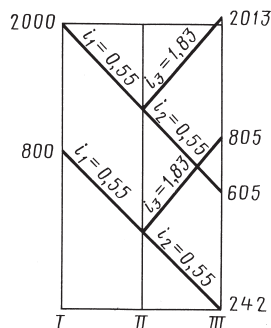


Рис. 9.28. График частот вращения шпинделя

Ширина зубчатого венца шестерни z_3

$$b_3 = b_4 + b_7 + b_{10} + 5 = 26 + 26 + 21 + 5 = 78 \text{ мм},$$

где 5 мм — зазор между торцами зубчатых колес z_4 и z_{10} .

Диаметр вала, на котором установлена шестерня z_3 ,

$$d_{в1} = 3 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{дв}}{\pi [\tau]_к}} = 3 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 85}{3,1416 \cdot 30 \cdot 10^6}} = 0,024 \text{ м} = 24 \text{ мм}.$$

Длина и диаметр вала, на котором установлены шестерни z_7 и z_{10} ,

$$L_3 = b_7 + b_{10} + b_4 + 5 = 26 + 21 + 26 + 5 = 78 \text{ мм}, d_{в3} = 36 \text{ мм}.$$

Соединения звеньев привода. Соединение вала электродвигателя с муфтой: ширина шпоночного паза $b = 12$ мм; высота шпонки $h = 8$ мм; глубина шпоночного паза $t = 5,2$ мм.

$$l_1 = \frac{2M_{дв}}{[\sigma]_н z d_{дв} (h - 0,7t)} = \frac{2 \cdot 85}{40 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 0,042 \cdot (0,008 - 0,7 \cdot 0,0052)} = 0,023 \text{ м}.$$

Принимаем $l_1 = 25$ мм.

Соединение муфты с валом: ширина шпоночного паза $b = 8$ мм; высота шпонки $h = 7$ мм; глубина шпоночного паза $t = 4$ мм. Принимаем $l_2 = 45$ мм.

Соединение зубчатого колеса z_{10} с валом: по прочности здесь проходят только шлицы тяжелой серии $10 \times 32 \times 40 \times 5$, при длине $l_3 = 21$ мм $M = 453,6 \text{ Н} \cdot \text{м} > M_3$.

Диаметр вала, на котором установлены шестерни z_7 и z_{10} , принимаем равным наружному диаметру шлицев $d_{в3} = 40$ мм.

Для соединения вала электродвигателя с валом d_1 используем муфту с упругой оболочкой: $D = 120$ мм; $L = 150$ мм; $h = 1,5$ мм.

Моменты инерции звеньев привода, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$: $J_1 = J_2 = 0,024$; $J_3 = 0,008$; $J_4 = 0,03$; $J_5 = 0,009$; $J_6 = 0,022$.

Коэффициенты поглощения энергии соединений и передач: $\psi_3 = 0,376$; $\psi_1 = 0,4$; $\psi_2 = 0,2$; $\psi_3 = 0,4$; $\psi_4 = 0,2$; $\psi_5 = 0,2$; $\psi_6 = 0,3$.

Жесткость соединений звеньев привода, $\text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$: $k_3 = 6097$; $k_1 = 6615$; $k_2 = 569\,535$; $k_3 = 3\,888$; $k_4 = 7\,634$; $k_5 = 4\,886$; $k_6 = 32\,659$.

Результаты решения. Результаты решения модели (рис. 9.27, б) показывают, что величина углов закручивания от статического действия крутящих моментов (рис. 9.29) определяется жесткостью соединений звеньев и передаточными отношениями зубчатых передач привода. Низшие собственные частоты колебаний звеньев привода составляют: 32, 75, 126, 159 и 235 Гц. Соответствующие им формы колебаний показаны на рис. 9.30.

Для приводов металлорежущих станков характерно относительно малое затухание, поэтому интерес представляет распределение модального демпфирования между элементами конструкций на низших собственных частотах (рис. 9.31). Наибольшая потеря энергии в приводе наблюдается на собственных частотах 75 и 235 Гц в соединении полумуфты и зубчатого колеса 3 и в зубчатом зацеплении колес 3—4, тогда как практически на всех частотах в муфте и

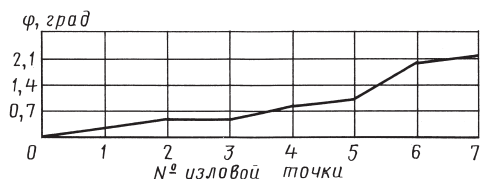


Рис. 9.29. Углы закручивания звеньев привода при статическом действии момента

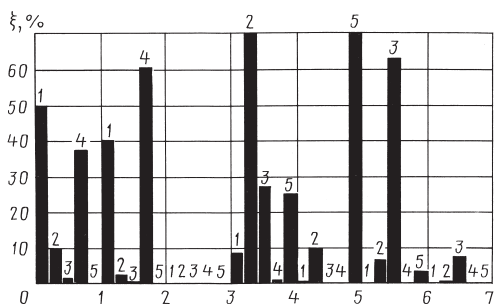


Рис. 9.31. Распределение модального демпфирования по упругим элементам на частотах (Гц): 1 — 32; 2 — 75; 3 — 126; 4 — 159; 5 — 235

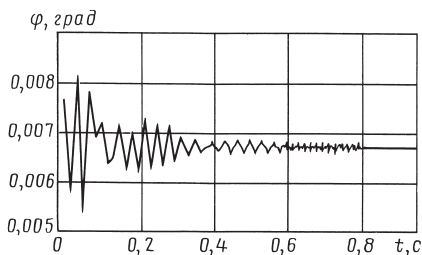


Рис. 9.33. Реакция по углу от единичного момента на третьем вале привода

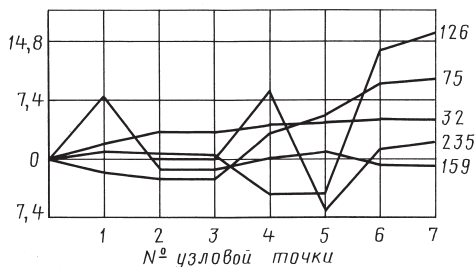


Рис. 9.30. Формы колебаний по углу на собственных частотах, приведенные к первому валу

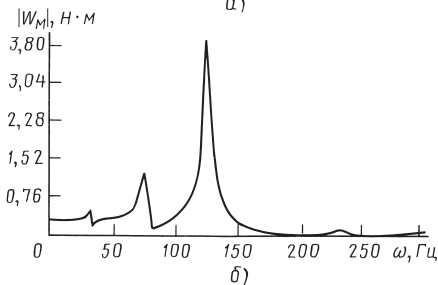
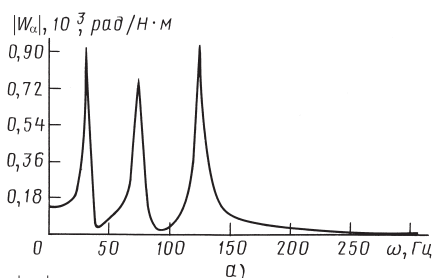


Рис. 9.32. Динамическая податливость по углу (а) и моменту (б)

соединении зубчатого колеса 10 и вала шестерни 7 демпфирование практически отсутствует.

Динамическая податливость (АЧХ, рис. 9.32) показывает, что роль первых трех собственных частот в балансе деформаций звеньев привода наиболее значительна. Более высокие собственные частоты практически не оказывают влияния на динамические характеристики привода. Колебания третьего вала привода (рис. 9.33) находятся в допустимых пределах и практически затухают через 0,5 с.

Моделирование колебаний расточной оправки, закрепленной в державке. Конструкция механической системы. Механическая система содержит два звена (рис. 9.34): державку для регулируемых патронов, втулок и оправок $d_k = 40$ мм с конусностью 7:24 и оправку, регулируемую для полустачивания $d_n = 36$ мм на длину растачивания 100 мм.

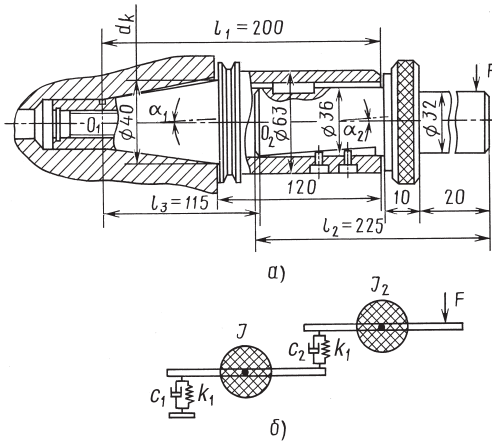


Рис. 9.34. Оправка, закрепленная в державке (а) и ее расчетная схема (б)

Параметры модели. Жесткость в конусах, изготовленных по степени точности АТ7, $k_1 = 0,7$ МН·м/рад, в цилиндрическом соединении оправки с зазором 0,014 мм в направлении затяжки винтов $c_2 = 1,0$ МН·м/рад. Масса державки $m_1 = 1,94$ кг, масса оправки $m_2 = 1,58$ кг.

Момент инерции державки относительно оси x , проходящей через центр поворота державки O_1 , при ее деформации в шпинделе станка

$$J_1 = m_1 \left(\frac{d_k^2}{16} + \frac{l_1^2}{3} \right) = 1,94 \left(\frac{0,04^2}{16} + \frac{0,2^2}{3} \right) = 0,026 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции оправки относительно оси x , проходящей через центр поворота оправки O_2 , при ее деформации

$$J_2 = m_2 \left(\frac{d_u^2}{16} + \frac{l_2^2}{3} \right) = 1,58 \left(\frac{0,036^2}{16} + \frac{0,225^2}{3} \right) = 0,022 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Коэффициенты поглощения энергии $\Psi_1 = \Psi_2 = 0,02$. На оправку действует сила резания $F = 1$ кН.

Модель с модальными параметрами. Исходные уравнения модели:

$$J_1 \ddot{\alpha}_1 + (c_1 + c_2) \dot{\alpha}_1 + (k_1 + k_2) \alpha_1 - c_2 \dot{\alpha}_2 - k_2 \alpha_2 = 0;$$

$$J_2 \ddot{\alpha}_2 + c_2 \dot{\alpha}_2 + k_2 \alpha_1 - c_2 \dot{\alpha}_1 - k_2 \alpha_1 = P.$$

Переход к главным координатам:

$$\begin{Bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \end{Bmatrix} = \begin{vmatrix} \varphi_{11} & \varphi_{12} \\ \varphi_{21} & \varphi_{22} \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \end{Bmatrix}.$$

Уравнения модели без учета демпфирования (консервативной системы):

$$\begin{vmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\alpha}_1 \\ \ddot{\alpha}_2 \end{Bmatrix} + \begin{vmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ P \end{Bmatrix}.$$

Уравнения задачи о собственных значениях:

$$\left(\begin{vmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{vmatrix} - \omega^2 \begin{vmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{vmatrix} \right) \begin{vmatrix} \varphi_{11} & \varphi_{12} \\ \varphi_{21} & \varphi_{22} \end{vmatrix} = 0.$$

Равенство нулю определителя матриц, стоящих в скобках,

$$\begin{vmatrix} k_1 + k_2 - \omega^2 J_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \omega^2 J_2 \end{vmatrix} = 0$$

позволяет записать характеристическое уравнение

$$J_1 J_2 \omega^4 - (J_1 k_2 + J_2 k_1 + J_2 k_2) \omega^2 + k_1 k_2 = 0,$$

или с учетом параметров модели:

$$0,00057 \omega^4 - 0,0634 \cdot 10^6 \omega^2 + 0,7 \cdot 10^{12} = 0,$$

из решения которого определяем собственные частоты: $\omega_1 = 3531$ рад/с (562 Гц); $\omega_2 = 9938$ рад/с (1582 Гц). Для известных собственных частот задача о собственных значениях сводится к системе линейных алгебраических уравнений относительно φ_{11} , φ_{12} , φ_{21} , φ_{22} :

$$(k_1 + k_2 - \omega_1^2 J_1) \varphi_{11} - k_2 \varphi_{21} = 0;$$

$$-k_2 \varphi_{21} + (k_2 - \omega_1^2 J_2) \varphi_{21} = 0;$$

$$(k_1 + k_2 - \omega_2^2 J_1) \varphi_{12} - k_2 \varphi_{22} = 0;$$

$$-k_2 \varphi_{12} + (k_2 - \omega_2^2 J_2) \varphi_{22} = 0,$$

которые имеют решение при $\varphi_{11} = \varphi_{12} = 1$; $\varphi_{21} = 1,376$; $\varphi_{22} = -0,867$.

Модальная матрица инерции:

$$\begin{aligned} [m] &= \begin{vmatrix} \varphi_{11} & \varphi_{21} \\ \varphi_{12} & \varphi_{22} \end{vmatrix}^T \times \begin{vmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} \varphi_{11} & \varphi_{12} \\ \varphi_{21} & \varphi_{22} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \varphi_{11} J_1 & \varphi_{21} J_2 \\ \varphi_{12} J_1 & \varphi_{22} J_2 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} \varphi_{11} & \varphi_{12} \\ \varphi_{21} & \varphi_{22} \end{vmatrix} = \\ &= \begin{vmatrix} \varphi_{11}^2 J_1 + \varphi_{21}^2 J_2 & \varphi_{11} \varphi_{12} J_1 + \varphi_{21} \varphi_{22} J_2 \\ \varphi_{11} \varphi_{12} J_1 + \varphi_{21} \varphi_{22} J_2 & \varphi_{12}^2 J_1 + \varphi_{22}^2 J_2 \end{vmatrix}. \end{aligned}$$

После подстановки значений моментов инерции и форм колебаний получаем диагональную матрицу модальной инерции:

$$[m] = \begin{vmatrix} 0,0675 & 0 \\ 0 & 0,0424 \end{vmatrix}.$$

Аналогично находим матрицу модальных жесткостей:

$$[k] = 10^6 \begin{vmatrix} 0,841 & 0 \\ 0 & 4,186 \end{vmatrix}.$$

Обращением матрицы модальной инерции получаем матрицу нормирующих коэффициентов:

$$[\mu] = [m]^{-1} = \begin{vmatrix} \mu_{11} & \mu_{12} \\ \mu_{21} & \mu_{22} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 14,81 & 0 \\ 0 & 23,585 \end{vmatrix}.$$

Нормированные матрицы модальных инерций и жесткостей:

$$[m^H] = [\mu][J] = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{vmatrix} = [E];$$

$$[k^H] = [\mu][k] = \begin{vmatrix} k_1^H & 0 \\ 0 & k_2^H \end{vmatrix} = 10^6 \begin{vmatrix} 12,455 & 0 \\ 0 & 98,727 \end{vmatrix}.$$

Элементы нормированной модальной матрицы жесткостей равны квадратам собственных частот $k_1^H = \omega_1^2$; $k_2^H = \omega_2^2$.

Под действием силы резания возникают изгибающие моменты относительно точек O_1 и O_2 (см. рис. 9.34):

$$M_{из1} = P(l_3 + l_2) = 10^3(0,115 + 0,25) = 370 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{из2} = Pl_2 = 10^3 \cdot 0,25 = 370 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Модальное воздействие определяется из уравнения

$$\{Q\} = \begin{bmatrix} \mu_{11} & \mu_{12} \\ \mu_{21} & \mu_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_{11} & \varphi_{12} \\ \varphi_{21} & \varphi_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M_{из1} \\ M_{из2} \end{Bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} 14,81 & 0 \\ 0 & 23,585 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1,326 & -0,867 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 370 \\ 255 \end{Bmatrix} = \{9256 \quad 6792\}^T.$$

Размерность модальных воздействий с^{-2} .

Модальные коэффициенты демпфирования равны:

$$\xi_1 = \frac{1}{4\pi\omega_1^2} \left\{ \varphi_{11} \quad \varphi_{12} \right\} \begin{vmatrix} k_1^H \psi_1 & 0 \\ 0 & k_2^H \psi_2 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \varphi_{11} \\ \varphi_{12} \end{Bmatrix} = \frac{\varphi_{11}^2 c_1^H \psi_1 + \varphi_{21}^2 c_2^H \psi_2}{4\pi\omega_1^2} =$$

$$= \frac{1^2 \cdot 12,455 \cdot 10^6 \cdot 0,02 + 1,376^2 \cdot 98,727 \cdot 10^6 \cdot 0,02}{4 \cdot 3,14 \cdot 12,455 \cdot 10^6} = 0,0255;$$

$$\xi_2 = \frac{1}{4\pi\omega_2^2} \left\{ \varphi_{12} \quad \varphi_{22} \right\} \begin{vmatrix} k_1^H \psi_1 & 0 \\ 0 & k_2^H \psi_2 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \varphi_{12} \\ \varphi_{22} \end{Bmatrix} = \frac{\varphi_{12}^2 c_1^H \psi_1 + \varphi_{22}^2 c_2^H \psi_2}{4\pi\omega_2^2} =$$

$$= \frac{1^2 \cdot 12,455 \cdot 10^6 \cdot 0,02 + (-0,867)^2 \cdot 98,727 \cdot 10^6 \cdot 0,02}{4 \cdot 3,14 \cdot 98,727 \cdot 10^6} = 0,0014.$$

С учетом полученных численных значений модальных параметров модальные уравнения примут следующий вид:

$$\begin{cases} \eta_1 + 28,662\eta_1 + 12,455 \cdot 10^6 \eta_1 = 9256; \\ \eta_2 + 4,430\eta_2 + 98,727 \cdot 10^6 \eta_2 = 6792. \end{cases}$$

Нормальные формы колебаний:

$$\begin{bmatrix} \Phi_{11}^H & \Phi_{12}^H \\ \Phi_{21}^H & \Phi_{22}^H \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mu_{11} & \mu_{12} \\ \mu_{21} & \mu_{22} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \Phi_{11} & \Phi_{12} \\ \Phi_{21} & \Phi_{22} \end{bmatrix} = \\ = \begin{bmatrix} 14,81 & 0 \\ 0 & 23,585 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 13,76 & -0,867 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 14,81 & 14,81 \\ 32,453 & -20,448 \end{bmatrix}.$$

Динамические податливости по углу α :

$$W_{1,1}^\alpha(\omega) = \frac{6,9 \cdot 10^{-4}}{Z_1(\omega)} + \frac{9,0 \cdot 10^{-5}}{Z_2(\omega)};$$

$$W_{1,2}^\alpha(\omega) = W_{2,1}^\alpha(\omega) = \frac{1,52 \cdot 10^{-3}}{Z_1(\omega)} + \frac{1,2 \cdot 10^{-4}}{Z_2(\omega)};$$

$$W_{2,2}^\alpha(\omega) = \frac{3,33 \cdot 10^{-3}}{Z_1(\omega)} + \frac{1,7 \cdot 10^{-4}}{Z_2(\omega)},$$

где

$$Z_1(\omega) = 1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2} + 0,051\sqrt{-1} \frac{\omega}{\omega_1};$$

$$Z_2(\omega) = 1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2} + 0,0028\sqrt{-1} \frac{\omega}{\omega_2}.$$

Углы поворота державки и расточной оправки от силы резания:

$$\begin{Bmatrix} \alpha_1 & \alpha_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} W_{1,1}^\alpha & W_{1,2}^\alpha \\ W_{2,1}^\alpha & W_{2,2}^\alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \end{Bmatrix}^T = \begin{Bmatrix} W_{1,1}^\alpha Q_1 + W_{1,2}^\alpha Q_2 & W_{2,1}^\alpha Q_1 + W_{2,2}^\alpha Q_2 \end{Bmatrix}.$$

Произведя действия по правилам умножения и сложения комплексных чисел, получаем действительные и мнимые части комплексных функций углов поворота державки α_1 и расточной оправки α_2 :

$$\operatorname{Re} \alpha_1(\omega) = \frac{16,71 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right)}{Z_3(\omega)} + \frac{0,018 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right)}{Z_4(\omega)}; \quad \operatorname{Im} \alpha_1(\omega) = \frac{1,04 \frac{\omega}{\omega_1}}{Z_3(\omega)} + \frac{5 \cdot 10^{-5} \frac{\omega}{\omega_2}}{Z_4(\omega)};$$

$$\operatorname{Re} \alpha_2(\omega) = \frac{36,69 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right)}{Z_3(\omega)} + \frac{0,044 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right)}{Z_4(\omega)}; \quad \operatorname{Im} \alpha_2(\omega) = \frac{1,87 \frac{\omega}{\omega_1}}{Z_3(\omega)} + \frac{1,2 \cdot 10^{-4} \frac{\omega}{\omega_2}}{Z_4(\omega)},$$

где

$$Z_3(\omega) = \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right)^2 + 0,0026 \frac{\omega^2}{\omega_1^2}; \quad Z_4(\omega) = \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right)^2 + 10^{-5} \frac{\omega^2}{\omega_2^2}.$$

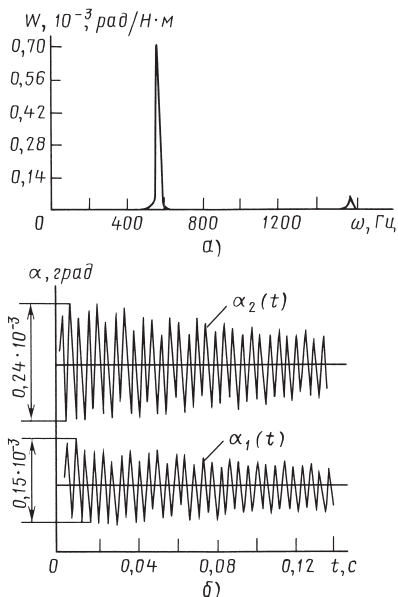


Рис. 9.35. Амплитудно-частотная (а) и переходная (б) характеристики колебаний державки (α_1) и оправки (α_2)

Амплитудно-частотная характеристика механической системы (рис. 9.35, а) содержит два резонансных пика. Переходная характеристика колебаний звеньев механической системы (рис. 9.35, б) получена обратным преобразованием Фурье амплитудно-фазово-частотной характеристики. Колебания расточной оправки с большой частотой формируют шероховатость обрабатываемой поверхности. Максимальная высота микронеровностей определяется амплитудами колебаний и составляет

$$H_{\max} = l_3 \sin(\alpha_1) + l_2 \sin(\alpha_2) = 115 \sin(0,00015) + 255 \sin(0,00024) = 1,37 \text{ мкм.}$$

Определение коэффициентов динамичности механизма автоматической смены инструмента в многоцелевом станке*. *Конструкция привода.* Манипулятор устанавливается на переднем торце стойки 1 станка (рис. 9.36). В корпусе 2, который жестко крепится на плите 3, вертикально установлены две круглые направляющие 4. По направляющим перемещается корпус 5 манипулятора. В корпусе монтируется механизм поворота (на 180°) руки и ее выдвижения.

Механизм поворота состоит из гильзы 6, зубчатого венца 7, находящегося в зацеплении с зубчатой рейкой 8. Зубчатая рейка соединена со штоком 9 гидроцилиндра 10 поворота руки. На переднем конце гильзы имеются две шпонки 11, которые входят в пазы стакана 12 и поворачивают его на 180° . В двух противоположных пазах стакана закреплены вилки, на осях которых устанавливают губки 13 для захвата инструментальных оправок 14. Поворот оправки вокруг своей оси при движении манипулятора ограничивается шпонками 15.

Поворот стакана 12 происходит только в выдвинутом положении. При этом губки 13 заходят на шпонки 11, что предотвращает выпадение оправок от действия центробежных сил. Выдвижение вперед осуществляется гидроцилиндром 16, который смонтирован внутри гильзы 6. Передний конец штока 17 связан со стаканом 12 через радиальный подшипник, смонтированный в корпусе 18. Вертикальное перемещение корпуса 5 осуществляется гидроцилиндром 19, установленным на верхнем торце магазина. Шток 20 гидроцилиндра 19 связан с корпусом манипулятора через плиту 21. Контроль крайних положений механизмов манипулятора в автоматическом режиме осуществляют бесконтактные путевые выключатели 25, 26 и др.

* Использована конструкция привода поворота руки многоцелевого станка типа ИР500ПМФ4.



Все гидроцилиндры приводов манипулятора оснащены демпфирующими втулками 22 со скосами на конце, которые обеспечивают торможение в крайних положениях поршня. Интенсивность торможения регулируется дросселями 23, установленными на обоих концах гидроцилиндров. Обратные клапаны 24, встроенные в гидроцилиндры, обеспечивают наибольшую скорость перемещения штока при обратном входе.

Кинематическая и расчетная схемы привода поворота руки. На кинематической схеме (рис. 9.37, а) изображены гидроцилиндр поворота руки 1, рейка 2, гильза с зубчатым венцом 3, гидроцилиндр выдвижения стакана 4, стакан 5 с механизмом захвата инструментальных оправок.

Неподвижное звено расчетной схемы привода — гидроцилиндр поворота руки. На расчетной схеме (рис. 9.37,б) показаны жесткости и коэффициенты демпфирования следующих соединений звеньев: плоского стыка штока и рейки (k_1, c_1); передачи шестерня—рейка (k_2, c_2); шпоночного соединения гильзы и стакана (k_3, c_3), масса поршня, штока и рейки m_1 , моменты инерции гильзы J_2 и стакана с механизмом захвата инструментальных оправок и двумя инструментальными оправками J_3 . Сила, действующая на привод $F(t)$, создается гидроцилиндром поворота руки.

Математическая модель. Звенья механической системы совершают поступательные и вращательные перемещения.

Параметры модели привода приведены в табл. 9.10.

Для записи математической модели преобразуем все перемещения во вращательные, используя следующие соотношения:

$$J_1 = m_1 \left(\frac{v}{n} \right)^2 = 12,6 \left(\frac{0,1884}{2} \right) = 0,112 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$k_1^* = k_1 \frac{vr}{\omega} = 215,3 \cdot 10^3 \frac{0,1884 \cdot 0,06}{12,57} = 193,6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м/рад};$$

$$c_1^* = c_1 \frac{v^2}{n} = 104,8 \frac{0,1884^2}{2} = 1,86 \text{ кг} \cdot \text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{рад});$$

$$M_0 = F_0 r = 450 \cdot 0,06 = 24 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где v — скорость перемещения рейки; n — число оборотов шестерни; ω — частота вращения шестерни ($\omega = \pi n$); r — радиус делительной окружности шестерни. Если принять, что поворот манипулятора на 180° осуществляется за 1 с, тогда $v = 0,1884$ м/с, $n = 2 \text{ с}^{-1}$, $\omega = 12,57$ рад/с, $r = 0,06$ м. Сила, создаваемая гидроцилиндром поворота руки $F_0 = 450$ Н. Время торможения поршня принимается равным 0,2 с, время разгона поршня до постоянной скорости определяется временем нарастания давления в гидроцилиндре до номинальной силы F_0 (рис. 9.38) и не превышает 0,01 с.

С учетом принятых допущений и выполненных преобразований уравнения математической модели образуют следующую систему линейных дифференциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами:

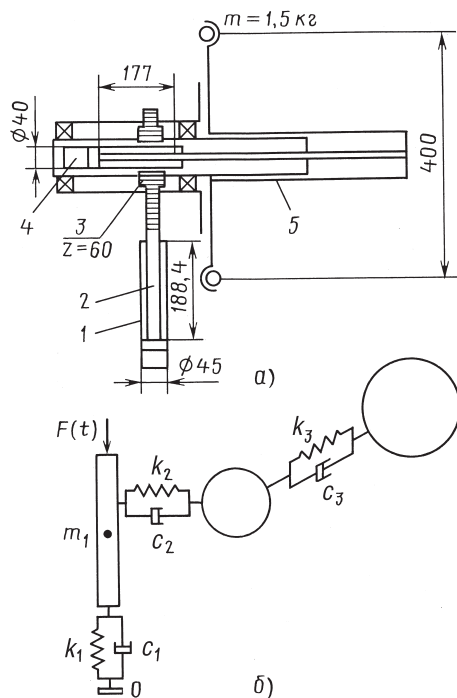


Рис. 9.37. Кинематическая (а) и расчетная (б) схемы привода поворота руки

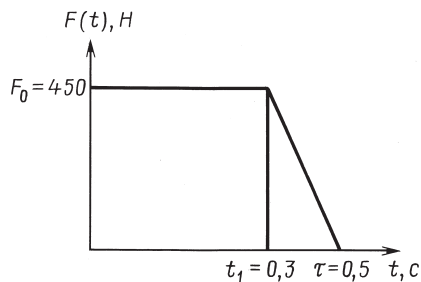


Рис. 9.38. Усилие в гидроцилиндре за время поворота руки манипулятора

9.10. Параметры модели привода

Параметр	Номер узловой точки		
	1	2	3
Момент инерции (масса)	(12,6 кг)	0,017 кг·м ²	0,596 кг·м ²
Жесткость, 10 ⁻³	215,3 Н/м	261 Н·м/рад	1333,4 Н·м/рад
Демпфирование	104,8 Н·с/м	1,34 Н·м·с/рад	56,7 Н·м·с/рад

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + (c_1 + c_2) \dot{\varphi}_1 - c_2 \dot{\varphi}_2 + (k_1 + k_2) \varphi_1 - k_2 \varphi_2 = M(t);$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_2 \dot{\varphi}_1 + (c_2 + c_3) \dot{\varphi}_2 - c_3 \dot{\varphi}_3 - k_2 \varphi_1 + (k_2 + k_3) \varphi_2 - k_3 \varphi_3 = 0;$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_3 \dot{\varphi}_2 + c_3 \dot{\varphi}_3 - k_3 \varphi_2 + k_3 \varphi_3 = 0$$

или в матричной форме:

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M(t) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{vmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M(t) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}.$$

Чтобы определить коэффициент динамичности конструкции привода поворота руки и время затухания переходного процесса, необходимо знать переходные характеристики $\varphi_1(t)$, $\varphi_2(t)$ и $\varphi_3(t)$. Решение уравнений динамики механической системы выполнено численным методом. Правая часть уравнений рассчитывается согласно графику, показанному на рис. 9.38.

$$M(t) = \begin{cases} F_0 r, & \text{если } 0 \leq t \leq t_1; \\ F_0 r \left(\frac{\tau - t}{\tau - t_1} \right), & \text{если } t_1 < t < \tau; \\ 0, & \text{если } t > \tau. \end{cases}$$

По переходным характеристикам определяются коэффициенты динамичности звеньев, равные отношению максимальной амплитуды $\varphi_{\max}$ к отклонению в положении статического равновесия $\varphi_{\text{уст}}$.

$$k_d = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\text{уст}}}, \quad i = 1, 2, 3.$$

Время затухания переходного процесса T определяется как интервал времени от начала переходного процесса до момента, когда амплитуда колебаний становится меньше определенной, достаточно малой величины. Обычно в качестве последней берут 5% от максимальной амплитуды переходного процесса $\tau = t$, если $\varphi_{\min} / \varphi_{\max} < 0,05$.

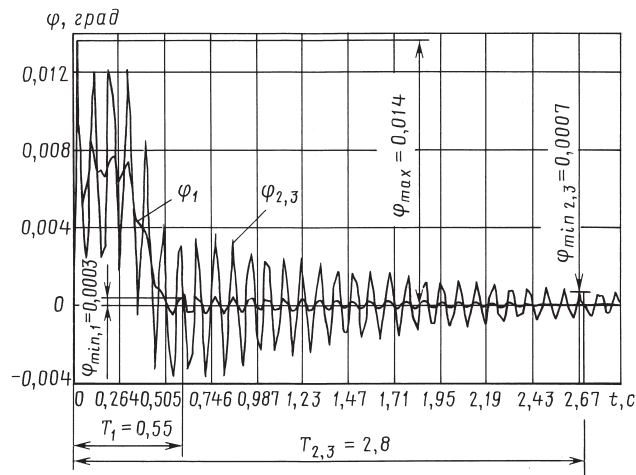


Рис. 9.39. Переходные характеристики звеньев манипулятора автоматической смены инструмента

Переходные характеристики, полученные в результате решения модели, показаны на рис. 9.39. Значения углов поворота звеньев механической системы при статическом действии момента в приводе равны:

$$\varphi_{уст1} = \frac{180M_0}{\pi c_1} = \frac{180 \cdot 24}{3,14 \cdot 193\,600} = 0,0068^\circ;$$

$$\varphi_{уст2} = \frac{180M_0}{\pi c_2} = \frac{180 \cdot 24}{3,14 \cdot 261\,000} = 0,0053^\circ;$$

$$\varphi_{уст3} = \frac{180M_0}{\pi c_3} = \frac{180 \cdot 24}{3,14 \cdot 1\,333\,400} = 0,001^\circ.$$

Коэффициенты динамичности:

$$k_1^d = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{уст1}} = \frac{0,014}{0,0068} = 2,06;$$

$$k_2^d = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{уст2}} = \frac{0,014}{0,0053} = 2,64;$$

$$k_3^d = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{уст3}} = \frac{0,014}{0,001} = 14,0.$$

Время затухания переходного процесса определено по переходным характеристикам (рис. 9.39).

Результаты моделирования показывают, что наиболее нагруженным соединением звеньев привода является шпоночное соединение гильзы и стакана с механизмом захвата инструментальных оправок. В этом соединении динамические нагрузки в 14 раз превышают статические. Плоский стык штока и рейки, а также реечная передача менее нагружены, но динамические нагрузки в этих соединениях также значительно превышают статические. Время затухания переходного процесса в механической системе составляет около 3 с.

По результатам моделирования можно сделать следующие выводы.

1. Должна быть проведена проверка на прочность шпоночного соединения гильзы и стакана.
2. Время затухания переходного процесса на оправке значительно больше допустимого.

9.6. Моделирование несущих систем станков

Моделирование несущих систем (НС) станков базируется на автоматизированных расчетах, которые являются важнейшей составляющей частью множества подсистем САПР.

Автоматизированные расчеты НС, разработанные на основе использования конечно-элементных стержневых моделей, предназначены для:

- определения статических и динамических характеристик НС как показателей их качества;

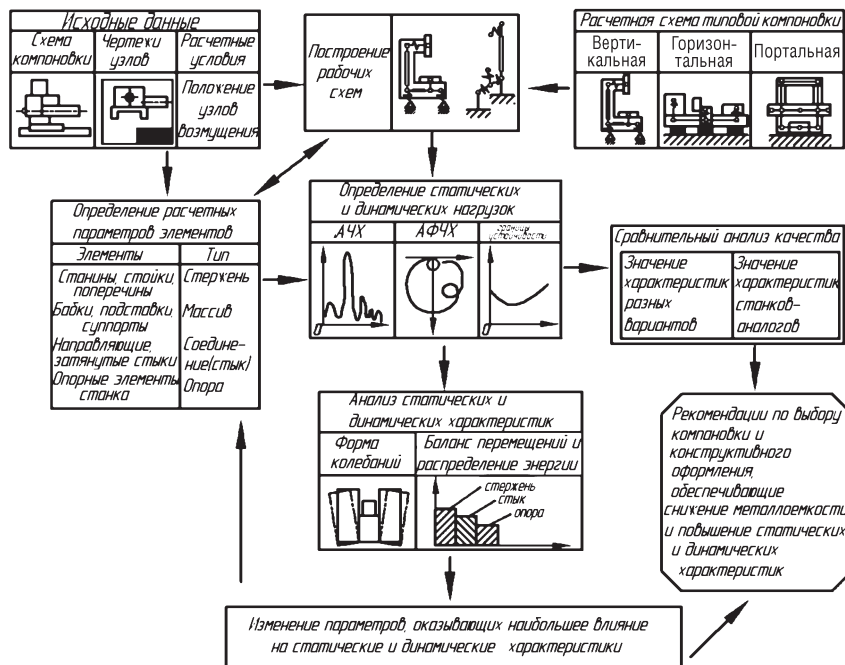


Рис. 9.40. Структура автоматизированных расчетов НС станков

- сравнения различных компоновок и конструктивных вариантов НС и выбора наилучших по статическим и динамическим характеристикам;
- выявления конструктивных параметров, оказывающих наибольшее влияние на характеристики НС, и выбора рациональных значений этих параметров;
- выявления наиболее рациональных путей снижения металлоемкости станков.

Структурная схема системы автоматизированных расчетов НС показана на рис. 9.40.

9.6.1. Разработка модели несущей системы

Разработка математической модели НС станка заключается в построении структурной топологической модели, которую в дальнейшем будем называть расчетной схемой.

Расчетной схемой НС называют представленную схематическим чертежом модель механической упругой системы, имитирующую реальную конструкцию и обеспечивающую возможность описания ее упругих деформаций, колебаний в заданном низкочастотном диапазоне (обычно 0...1000 Гц) и т.д.

Несущие системы металлорежущих станков, состоящие из корпусных деталей (станин, порталов, поперечин, консолей, ползунов, столов и т.д.), характеризуются разнообразием конструктивных форм. Преобладают тонкостенные литые и сварные конструкции. Расчет деформаций этих деталей и их соединений проводят методами прикладной теории упругости с использованием результатов

экспериментов, проводимых в основном на моделях исследуемых узлов в целях корректировки их расчетных схем.

Для расчета узлов и механических систем весьма эффективен метод конечных элементов (МКЭ) [32, 105].

Основные этапы расчета по МКЭ следующие: построение расчетной схемы, подготовка и ввод исходных данных, вычисление матриц жесткости элементов, построение алгебраических уравнений, определение сил, напряжений, реакций и вывод результатов расчетов. Как правило, пакеты программ расчета на ЭВМ по МКЭ содержат отдельные задания или подпрограммы:

- для расчета напряженно-деформированного состояния конструкции под действием статических нагрузок;
- для решения задач устойчивости с определением критических нагрузок и форм потери устойчивости, собственных частот и форм колебаний конструкции;
- для расчета деформаций под действием неравномерного температурного поля и определения температурного поля по заданным характеристикам источников тепловой мощности;
- для расчета конструкций под действием инерционных нагрузок и т.п.

Вспомогательные средства программного обеспечения, такие, как аналитический контроль исходных данных, диагностирование ошибок, графическое отображение входной и выходной информации, автоматизация построения расчетных схем, делают в целом аппарат МКЭ мощным и универсальным средством расчета конструкций.

Пластинчато-стержневые конечно-элементные модели позволяют наиболее точно отразить все конструктивные особенности несущих систем и добиться высокой точности результатов расчета, однако требуют большие объемы памяти и высокое быстродействие ЭВМ, поэтому одними из первых реализаций метода были пакеты прикладных программ, ориентирующиеся на стержневые модели.

Стержневая схематизация для определения качественных характеристик несущих систем станков получила широкое применение из-за относительной простоты и оперативности схематизации, небольших ресурсов ЭВМ, доступных широкому кругу пользователей. Однако при этом предъявляются повышенные требования к расчетчику на этапе построения расчетной схемы. Следовательно, для успешного моделирования несущих систем станков необходима достаточно простая и доступная методика построения их расчетных схем.

Построение расчетной схемы станка является важнейшим этапом при расчете и исследовании НС станка. От корректности расчетной схемы существенно зависят результаты расчетов и соответственно последствия проектирования, изготовления и эксплуатации станков.

Исходными данными для разработки расчетной схемы НС станка являются схема компоновки, чертежи основных элементов и выбранные расчетные условия (положения перемещающихся узлов, нагрузки и т.п.). Расчетные условия, при которых рассчитывают НС, в большинстве случаев выбирают соответствующими так называемым лимитирующим операциям, при которых характеристики НС оказывают определяющее влияние на производительность или точность обработки.

Например, для НС станков разных групп расчеты целесообразно проводить при следующих условиях:

- токарные станки — при обработке консольной заготовки и заготовки, зажатой в центрах;
- токарно-карусельные станки — при обработке с большими вылетами ползуна и при обработке с малыми вылетами ползуна при верхнем положении поперечины;
- сверлильно-фрезерно-расточные станки — при торцовом фрезеровании и сверлении при среднем положении стола на станине и шпиндельной бабки на стойке;
- тяжелые зубофрезерные станки — при обработке зубчатых колес малого и большого диаметров и т.п.

Элементами расчетных схем НС являются узлы, массивы, стержни, стыки и опоры (рис. 9.41).

Узлами обозначают все элементы расчетной схемы, места соединений стержней, стыков и расположения массивов.

К массивам относят узлы, собственными деформациями которых можно пренебречь. Как правило, это корпусные детали — короткие и жесткие станины, шпиндельные бабки, суппортные узлы и т.п. Координаты центра массива соответствуют координатам центра тяжести узла станка.

В виде стержней представляют элементы НС, у которых один из размеров больше двух других (станины, стойки, ползуны, поперечины). Пространственное расположение стержня определяется координатами его начального и конечного узлов.

Стыки представляют собой соединения стержней, массивов и опор между собой. Расположение центра жесткости стыка относительно его начального и конечного узлов определяется соответствующими координатами.

Опоры — элементы установки станков на фундаменте. На схеме опора обозначается одним узлом, координата которого совпадает с центром жесткости опоры, расположенным на фундаменте. Фундамент определяется как абсолютно жесткое основание.

Таким образом, расчетная схема НС станка представляет собой рамную конструкцию из стержней и массивов, соединенных между собой стыками, упруго опертую на фундамент. Оси элементов рамы полагают совпадающими с осями, проходящими через центры тяжести площади сечения соответствующих стержней. В расчетных схемах НС компактных станков стержни могут отсутствовать.

Построение расчетной схемы включает в себя следующие этапы:

1) разделение элементов НС на жесткие (массивы), упругие (стержни, стыки и опоры);

2) построение рамной конструкции, имитирующей реальную, при заданном положении элементов;

3) задание положения характерных точек (узлов) элементов расчетной схемы в общей системе координат и условий нагружения.

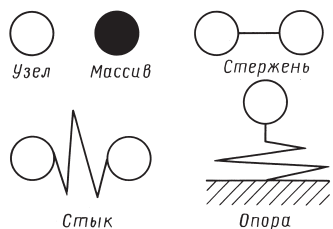


Рис. 9.41. Элементы расчетных схем НС

Предварительное разделение элементов НС на стержни, массивы и стыки, деформации которых должны быть учтены, проводят в соответствии с общими положениями систематизации базовых деталей. Помимо этого, целесообразно использовать результаты экспериментального исследования станков-аналогов и результаты расчетной оценки парциальных частот колебаний отдельных элементов. По этим данным могут быть уточнены рассматриваемый диапазон частот и расчетные схемы узлов НС, деформации в которых значительно проявляются при работе станка.

Для описания поведения НС под нагрузкой в качестве обобщенных координат принимают абсолютные (линейные и угловые) смещения узловых точек расчетной схемы.

9.6.2. Расчет параметров моделей несущей системы

При построении расчетной схемы НС проектируемого станка его узлы представляют типовыми элементами (см. рис. 9.41.), параметры которых рассчитывают по различным методикам с разной степенью приближения. Правильность представления узла НС элементом расчетной схемы и точность расчета его параметров обуславливает адекватность математической модели станка. Инерционные и жесткостные характеристики рассчитываются для таких элементов как массивы, стержни, стыки и опоры. Расчет включает:

- построение упрощенных чертежей эскизов узлов НС и их поперечных сечений, направляющих, стыков контактирующих поверхностей, опор и т.п.;
- определение инерционных характеристик массивов;
- определение геометрических характеристик площадей сечений стержней, стыков, опор и соответствующих характеристик жесткости.

9.6.2.1. Элементы типа «массив»

Массив — тело произвольной формы, габариты которого (a , b , c) имеют примерно один порядок. Упругие деформации данного элемента при силовом воздействии незначительны (менее 5%) по сравнению с деформациями других элементов силовой цепи, поэтому элемент классифицируется как абсолютно жесткий. В станках такими элементами могут быть: шпиндельные бабки, коробки скоростей, столы, револьверные головки, патроны, суппорты, двигатели, шестерни и т.д.

Характеристики массива (рис. 9.42):

X, Y, Z — общая система координат;

X_0, Y_0, Z_0 — координаты центра тяжести (см);

$m = \rho V = \rho abc$ — масса элемента;

S_X, S_Y, S_Z — статические моменты инерции (сумма произведений массы составляющих частей элемента на расстояние их до соответствующей плоскости);

$J_{YOZ}, J_{ZOX}, J_{XOY}$ — моменты инерции (вспомогательные) относительно координатных плоскостей (сумма произведений массы составляющих частей элемента на квадрат расстояния их до соответствующей плоскости);

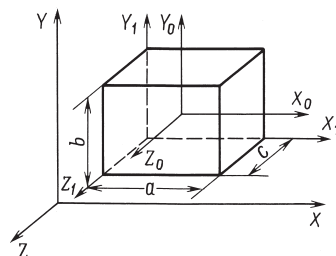


Рис. 9.42. Параметры параллелепипеда

J_X, J_Y, J_Z — моменты инерции относительно осей определяются следующим образом:

$$J_X = J_{XOY} + J_{ZOX}; \quad J_Y = J_{XOY} + J_{YOZ}; \quad J_Z = J_{YOZ} + J_{ZOX};$$

J_{XY}, J_{XZ}, J_{YZ} — центробежные моменты инерции (сумма произведений массы составляющих частиц элемента на две координаты частиц — расстояния от двух взаимно перпендикулярных плоскостей).

Моменты инерции параллелепипеда (см. рис. 9.42):

$$S_{X_1} = \rho \int_0^a x dx \int_0^b dy \int_0^c dz = \frac{1}{2} \rho a^2 bc = \frac{ma}{2}; \quad S_{X_0} = 0;$$

$$S_{Y_1} = \rho \int_0^a dx \int_0^b y dy \int_0^c dz = \frac{1}{2} \rho ab^2 c = \frac{mb}{2}; \quad S_{Y_0} = 0;$$

$$S_{Z_1} = \rho \int_0^a dx \int_0^b dy \int_0^c z dz = \frac{1}{2} \rho abc^2 = \frac{mc}{2}; \quad S_{Z_0} = 0;$$

$$J_{Y_1 O Z_1} = \rho \int_0^a x^2 dx \int_0^b dy \int_0^c dz = \frac{1}{3} \rho a^3 bc = \frac{ma^2}{3}; \quad J_{Y_0 O Z_0} = \frac{ma^2}{12};$$

$$J_{X_1 O Z_1} = \rho \int_0^a dx \int_0^b y^2 dy \int_0^c dz = \frac{1}{3} \rho ab^3 c = \frac{mb^2}{3}; \quad J_{X_0 O Z_0} = \frac{mb^2}{12};$$

$$J_{X_1 O Y_1} = \rho \int_0^a dx \int_0^b dy \int_0^c z^2 dz = \frac{1}{3} \rho abc^3 = \frac{mc^2}{3}; \quad J_{X_0 O Y_0} = \frac{mc^2}{12};$$

$$J_{X_1} = J_{X_1 O Y_1} + J_{Z_1 O X_1} = \frac{m(c^2 + b^2)}{3}; \quad J_{X_0} = \frac{m(c^2 + b^2)}{12};$$

$$J_{Y_1} = J_{X_1 O Y_1} + J_{Y_1 O Z_1} = \frac{m(c^2 + a^2)}{3}; \quad J_{Y_0} = \frac{m(c^2 + a^2)}{12};$$

$$J_{Z_1} = J_{Y_1 O Z_1} + J_{Z_1 O X_1} = \frac{m(a^2 + b^2)}{3}; \quad J_{Z_0} = \frac{m(a^2 + b^2)}{12};$$

$$J_{Y_1 Z_1} = \rho \int_0^a dx \int_0^b y dy \int_0^c z dz = \frac{1}{2} \rho ab^2 \frac{1}{2} c^2 = \frac{mbc}{4}; \quad J_{Y_0 Z_0} = 0;$$

$$J_{X_1 Z_1} = \rho \int_0^a x dx \int_0^b dy \int_0^c z dz = \frac{1}{2} \rho a^2 b \frac{1}{2} c^2 = \frac{mac}{4}; \quad J_{X_0 Z_0} = 0;$$

$$J_{X_1 Y_1} = \rho \int_0^a x dx \int_0^b y dy \int_0^c dz = \frac{1}{2} \rho cb^2 \frac{1}{2} a^2 = \frac{mba}{4}; \quad J_{X_0 Y_0} = 0.$$

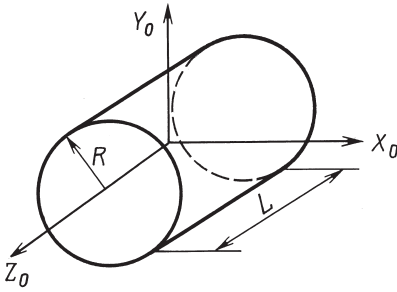


Рис. 9.43. Параметры цилиндра

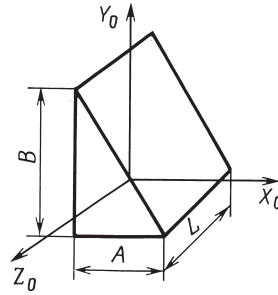


Рис. 9.44. Параметры треугольной призмы

Основные инерционные характеристики цилиндра (рис. 9.43):

$$m = \rho V = \rho \pi R^2 l; \quad J_{Y_0 Z_0} = J_{X_0 Z_0} = m R^2 / 4; \quad J_{X_0 Y_0} = m l^2 / 12.$$

Основные инерционные характеристики призмы (рис. 9.44):

$$m = \rho ABL/2;$$

$$X_0 = A/3; \quad Y_0 = B/3; \quad Z_0 = L/2;$$

$$J_{Y_0 Z_0} = mA^2/18; \quad J_{X_0 Z_0} = mB^2/18;$$

$$J_{X_0 Y_0} = mL^2/12; \quad J_{X_0 Y_0} = -mAB/36.$$

Моменты инерции элементов в произвольной системе координат (при параллельном переносе):

$$S_X = S_{X_0} + mx; \quad S_Y = S_{Y_0} + my; \quad S_Z = S_{Z_0} + mz;$$

$$J_{Y_0 Z_0} = J_{Y_0 Z_0} + mx^2; \quad J_{X_0 Z_0} = J_{X_0 Z_0} + my^2; \quad J_{X_0 Y_0} = J_{X_0 Y_0} + mz^2;$$

$$J_{YZ} = J_{Y_0 Z_0} + myz; \quad J_{XZ} = J_{X_0 Z_0} + mxz; \quad J_{XY} = J_{X_0 Y_0} + mxy;$$

$$J_X = J_{X_0} + m(y^2 + z^2); \quad J_Y = J_{Y_0} + m(x^2 + z^2); \quad J_Z = J_{Z_0} + m(x^2 + y^2),$$

где x, y, z — координаты центра тяжести элемента.

9.6.2.2. Стержневые элементы

Стержень — тело, форма которого образована движением центра тяжести плоской фигуры (постоянной площади) по линии, перпендикулярной к этой фигуре. Как правило, один из габаритных размеров больше двух других ($c > a \geq b$).

В станках такими элементами могут быть: станины, стойки, основания, порталы, траверсы, шпиндели, валы и т.д.

Характеристики стержня (рис. 9.45; 9.46):

F — площадь поперечного сечения, m^2 ;

L — длина стержня, m ;

x_c, y_c — координаты центра тяжести сечения, m .

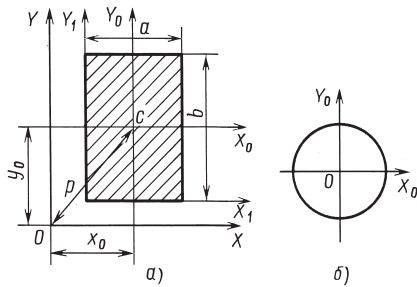


Рис. 9.45. Параметры сечений

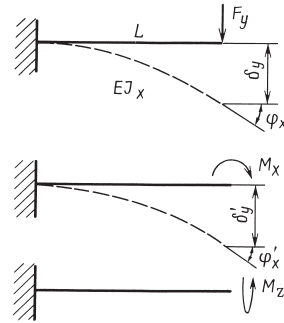


Рис. 9.46. Упругие деформации стержня при различном нагружении

Моменты инерции поперечного сечения стержня (геометрические):

$$J_X = \int_F y^2 dF; \quad J_Y = \int_F x^2 dF; \quad J_{XY} = \int_F xy dF; \quad J_p = \int_F p^2 dF = J_X + J_Y,$$

где J_X, J_Y — моменты инерции относительно осей X, Y ; J_{XY} — центробежный момент инерции; J_p — полярный момент инерции, м^4 .

Соотношение моментов инерции относительно центральной (X_0Y_0) и произвольной (XU) систем координат (рис. 9.45, а):

$$J_X = I_{X_0} + y_c^2 F; \quad J_Y = J_{Y_0} + x_c^2 F; \quad J_{XY} = Y_{X_0Y_0} + x_c y_c F; \quad J_p = J_{p_0} + (x_c^2 + y_c^2) F.$$

Примеры.

1. Моменты инерции прямоугольного сечения стержня в различных системах координат — (X_0Y_0), (X_1Y_1) (рис. 9.45, а):

$$J_{X_0} = ab^3/12; \quad J_{Y_0} = a^3b/12; \quad J_{p_0} = ab(a^2 + b^2)/12;$$

$$J_{X_1} = ab^3/3; \quad J_{Y_1} = a^3b/3; \quad J_{p_1} = ab(a^2 + b^2)/3;$$

$J_{кр} = \beta ab^3$ — момент инерции на кручение:

a/b	1	1,5	1,75	2	2,5	3	4	6	8	10	∞
β	0,14	0,2	0,215	0,23	0,25	0,26	0,28	0,3	0,307	0,31	0,33

2. Моменты инерции круглого сечения стержня в центральной системе координат — (X_0Y_0) (рис. 9.45, б):

$$J_{X_0} = J_{Y_0} = \pi d^4/64; \quad J_{p_0} = \pi d^4/32.$$

3. Жесткость стержня (рис. 9.46):

$$k_X = EI_X; \quad k_Y = EJ_Y; \quad k_{кр} = GJ_{p(кр)},$$

где k_X, k_Y — изгибная жесткость стержня относительно осей X и Y ; $k_{кр}$ — крутильная жесткость; E, G — модули упругости материала стержня;

- при нагружении на конце стержня силой F_Y :

$$\delta_y = F_Y L^3 / 3k_X; \quad \varphi_X = F_Y L^2 / 2k_X,$$

где δ_y — упругое перемещение и φ_X — угол поворота на конце стержня; L — длина стержня;

- при нагружении на конце стержня моментом M_X :

$$\delta'_y = M_X L^2 / 2k_X; \quad \varphi'_X = M_X L / k_X;$$

- при нагружении на конце стержня моментом M_Z :

$$\varphi_Z = M_Z L / k_{кр},$$

где φ_Z — угол поворота на конце стержня вокруг его оси.

9.6.2.3. Стыки между элементами модели и опорные элементы

Стыки — поверхности соприкосновения узлов НС, т.е. упругие связи между элементами НС. Стыки условно классифицируются на затянутые (неподвижные), $\sigma \geq 10$ даН/см² и незатянутые (подвижные), $\sigma < 10$ даН/см².

Характеристики плоских стыков:

F — площадь контактируемых плоскостей, см²;

$X_C; Y_C; Z_C$ — координаты центра тяжести стыка, см;

$J_X; J_Y; J_P$ — моменты инерции сечения, см⁴;

k_0 — коэффициент контактной податливости, мкм · см²/даН;

$k_X; k_Y; k_Z$ — линейные жесткости, даН/см;

$k_X^\varphi; k_Y^\varphi; k_Z^\varphi$ — угловые жесткости, даН · см/рад;

$\psi; \psi^\varphi$ — коэффициенты относительного рассеяния энергии в стыке.

Определение параметров плоских стыков. Геометрические характеристики стыков определяются как и геометрические характеристики сечений стержней (см. выше). Для расчетов жесткостных характеристик плоских стыков воспользуемся известной методикой [53], позволяющей при расчете учитывать не только упругие деформации в стыке, но и отгиб направляющих и влияние зазоров. Методика основана на расчете жесткости стыка по значениям коэффициента k контактной податливости направляющих.

Коэффициенты контактной податливости различных направляющих были определены путем обработки экспериментальных данных [53].

Значение коэффициента k_0 зависит в значительной степени от размера стыков, макро- и микрогеометрии поверхностей, жесткости элементов направляющих.

Жесткости стыка определяются следующим образом:

$$k_X = F/k_t; \quad k_Y = F/k_t; \quad k_Z = F/k_n;$$

$$k_X^\varphi = J_{X_0}/k_n; \quad k_Y^\varphi = J_{Y_0}/k_n; \quad k_Z^\varphi = J_{P_0}/k_t,$$

где k_n, k_t — коэффициенты контактной податливости по нормали и по касательной к плоскости стыка, мкм · см²/даН.

После выбора по графику (рис. 9.47, 9.48) коэффициент контактной податливости уточняется соответствующими поправками (см. пп. 5.2.3).

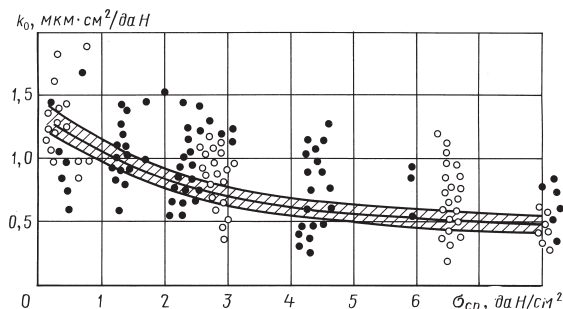


Рис. 9.47. Коэффициенты контактной податливости в зависимости от среднего удельного давления σ_{cp} по испытаниям больших моделей направляющих:

• — данные ЭНИМС; о — данные других исследователей; заштрихован 90%-ный доверительный интервал математического ожидания k

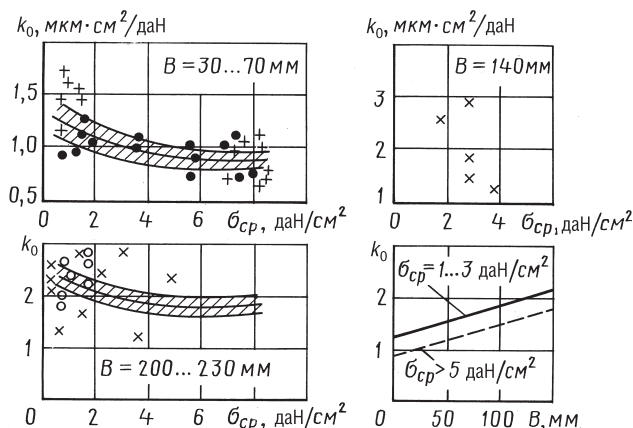


Рис. 9.48. Коэффициенты контактной податливости направляющих станков:

• — токарные станки; + — фрезерные станки; о — долбежные станки; x — карусельные станки; B — ширина направляющих. Заштрихован 90%-ный доверительный интервал математического ожидания k

Опоры — поверхности соприкосновения узлов НС (оснований, станин, стоек и др.) с фундаментом, т.е. упругие связи между элементами НС и неподвижным жестким фундаментом.

Характеристики опор аналогичны характеристикам стыков и определяются по соответствующим формулам (см. выше).

9.6.3. Методика разработки расчетных схем несущих систем

Для описания упругих статических и динамических деформаций (колебаний) несущей системы станка необходимо иметь расчетную схему, позволяющую проводить анализ ее статических и динамических характеристик (податливостей, собственных частот, форм колебаний и т.п.) на стадии проектирования. Как правило, расчетную схему представляют в виде линейной системы со многими степенями свободы, т.е. некоторого количества сосредоточенных и распре-

ленных элементов, обладающих соответствующими инерционными, упругими и диссипативными характеристиками [19, 25, 29, 54, 67, 72, 79, 110].

В качестве примера на рис. 9.49 показана расчетная схема НС токарного полуавтомата мод. 1716ПФЗ применительно к случаю обработки жесткой консольной заготовки. Обозначения элементов расчетной схемы приведены в табл. 9.11.

9.11. Обозначения элементов расчетной схемы НС станка мод. 1716ПФЗ

Обозначение	Узел станка
<i>Сосредоточенные массы</i>	
3	Задняя бабка
4	Шпиндельная бабка
5	Суппорт
<i>Стержни</i>	
6—7—8—9—10—11—12—13	Станина
14—15—16—17	Основание
14—18; 17—19	Основание (жесткие стержни)
2—5	Револьверная головка (жесткий стержень)
<i>Стыки</i>	
7—4	Станина—шпиндельная бабка
9—5; 10—5	Станина—суппорт
12—3	Станина—задняя бабка
14—6; 15—8; 16—11; 17—13	Основание—станина
<i>Опоры</i>	
18—0; 19—0	Основание — фундамент

Деформации элементов суппорта не учтены, и весь суппорт рассматривался как сосредоточенная масса (элемент 5). Однако, в связи с тем что в станке мод. 1716ПФЗ каретка суппорта представляет собой тонкую и длинную пластину, к которой прикреплены узлы со значительной массой (револьверная головка и привод), целесообразно иметь более детальную расчетную схему суппорта (рис. 9.50):

- револьверная головка с ползушкой—сосредоточенная масса (узел 2);
- каретка—стержень (узлы 3—4—5—6—7);
- двигатель привода—сосредоточенная масса (узел 8) (на рис. 9.50 показаны два варианта расположения двигателя 8 и 8');
 - стык ползушки с кареткой—четыре элемента, равномерно расположенные по длине стыка (узлы 6—2, 5—2, 4—2, 3—2);
 - крепление привода к каретке—стык (узлы 8—3);
 - стыки каретки с направляющими станины — опорные элементы (узлы 7, 6).

В данных примерах расчетный анализ проводился на основе программы для динамического расчета несущих систем станков как колебательных систем с распределенными параметрами [79]. При этом несущая система станка

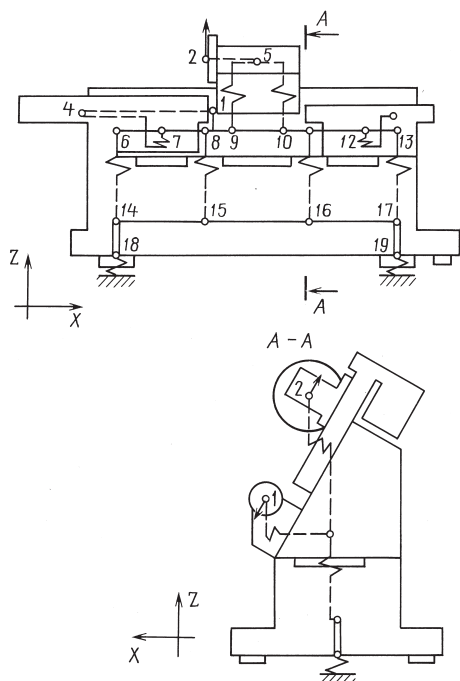


Рис. 9.49. Расчетная схема несущей системы токарного полуавтомата мод. 1716ПФЗ

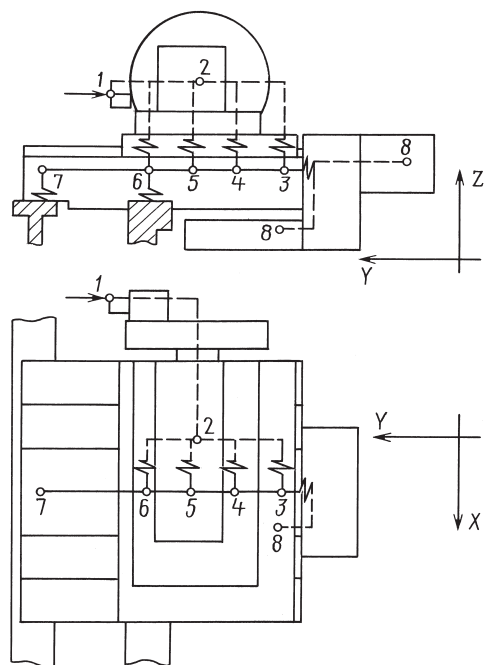


Рис. 9.50. Расчетная схема суппорта станка мод. 1716ПФЗ

рассматривалась как пространственная стержневая конструкция с упругими соединениями по концам стержней. Стержни — элементы, у которых один из размеров существенно больше двух других, — представляются как брусья постоянной жесткости (деформации контура поперечного сечения не учитываются). Элемент с переменной по длине жесткостью отражается в расчетной схеме в виде нескольких стержней различной жесткости (что приводит к увеличению числа стержней в расчетной схеме и соответственно к усложнению расчета). В стержнях учитываются, кроме поперечных и крутильных колебаний, также продольные колебания и деформации сдвига. Закон распределения касательных напряжений в поперечном сечении учитывается введением коэффициентов распределения сдвига [79].

Узловые точки (узлы) располагаются в центрах масс деталей типа «массив» (4 — шпиндельная бабка, 5 — суппорт, 3 — задняя бабка) и по концам стержневых элементов, стыков и опор (узлы 6...19). При этом элементы НС типа «стержень» делят на стержневые конечные элементы (например 6—7, 7—8, ...) по сечениям с равными характеристиками, а также по сечениям, в которых стержень соединяется с другими элементами и в которых на данный элемент НС передается нагрузка (узлы 1, 2). Могут быть введены дополнительные узлы для считывания результатов расчета (см. рис. 9.49).

Таким образом, узловые точки стержневых конечных элементов располагают в центре жесткости следующих сечений:

- концевых (свободных);
- в местах присоединения стыков и опор;
- разделяющих участки стержневого элемента с разной жесткостью.

В систему расчетов иногда вводят специальный стержневой конечный элемент, у которого жесткость принята бесконечно большой. Такие конечные элементы используют для приведения нагрузки из зоны резания к какому-либо узлу (1—4, 2—5) или для недеформируемого участка НС (14—18, 17—19), связывающего другие элементы расчетной схемы (см. рис. 9.49).

Длинные сплошные станины, опирающиеся на фундамент по всей длине, рассматривают как стержни на упругом основании или на конечном числе опор с характеристиками, эквивалентными упругому основанию.

При описании расчетной схемы указывают состав и характеристики элементов (массивы, стержни, стыки, опоры) и положение всех узловых точек в общей системе координат. Кроме того, задают условия нагружения — нагрузки и координаты точек их приложения.

Для наиболее распространенного случая — вычисления статической и динамической податливостей НС в зоне резания — принимают действующими две равные и противоположно направленные силы, имитирующие силу резания,

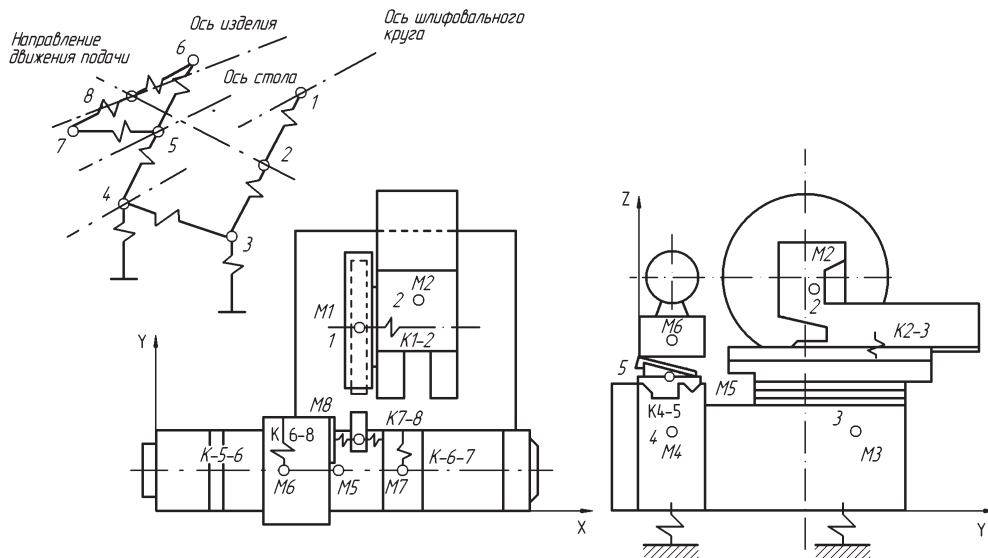


Рис. 9.51. Расчетная схема НС круглошлифовального станка:

1—8 — номера узлов.

Массивы, имитирующие соответствующие элементы несущей системы:

M1 — шлифовальный круг; M2 — шпиндельная бабка; M3 — часть станины под шпиндельной бабкой; M4 — часть станины под столом; M5 — стол (совместно с поворотной частью); M6 — бабка изделия; M7 — задняя бабка; M8 — изделие.

Системы пружин, имитирующие жесткости соответствующих соединений:

K1—2 — круга с бабкой (учитывается жесткость соединения круга со шпинделем и шпинделя с бабкой); K2—3 — направляющих шпиндельной бабки и привода подач; K3—4 — двух частей станины; K4—5 — направляющих стола и его привода; K5—6, K5—7 — стыков бабки изделия и задней бабки со столом; K6—8, K7—8 — закрепления изделия на центрах передней и задней бабок

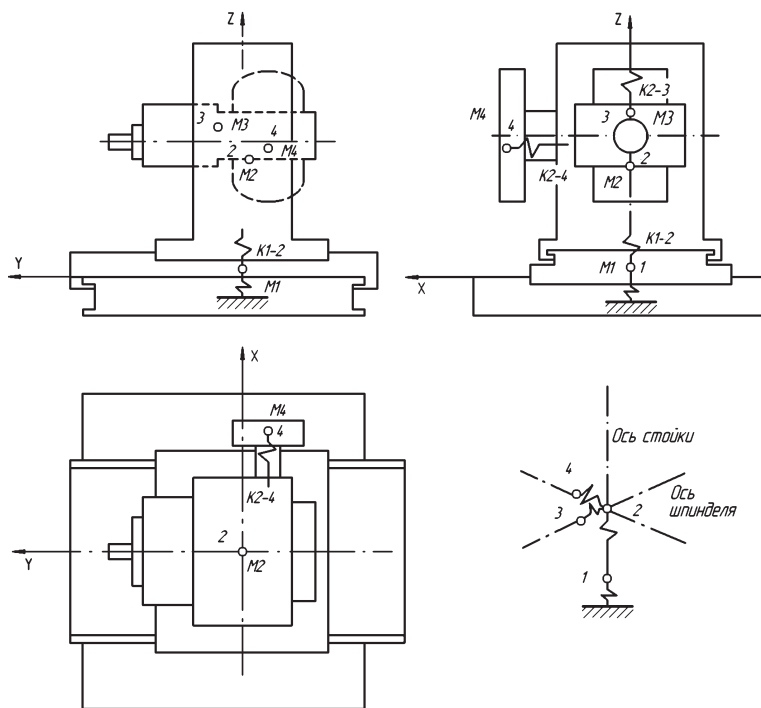


Рис. 9.52. Расчетная схема НС тяжелого многоцелевого станка ИР-1600:
1—4 — номера узлов.

Массивы, имитирующие соответствующие элементы несущей системы:

$M1$ — сани; $M2$ — П-образная стойка; $M3$ — шпиндельная бабка; $M4$ — инструментальный магазин.

Системы пружин, имитирующие жесткости соответствующих соединений:

$K1-2$ — саней-стока; $K2-3$ — направляющих шпиндельной бабки и привода подачи бабки; $K2-4$ — магазина со стойкой

приложенные в двух точках с одинаковыми координатами, но принадлежащие разным узлам (1 — заготовка и 2 — инструмент) (см. рис. 9.49). При этом предполагают, что данные точки связаны с соответствующими узлами жесткими рычагами, или в расчетную схему вводят модели заготовки и инструмента и их крепежные приспособления.

В настоящее время разработаны расчетные схемы НС многих типов металло-режущих станков. Некоторые примеры показаны на рис. 9.51...9.54.

На указанных рисунках помимо расположения элементов расчетной схемы на укрупненном общем виде станка приведены структурные схемы, иллюстрирующие расположение узлов и связи между ними.

Поскольку при экспериментальных исследованиях круглошлифовального (рис. 9.51) и тяжелого многоцелевого (рис. 9.52) станков при частоте 0...150 Гц собственные деформации элементов НС (станины, П-образной стойки, стола) не проявились, расчетные схемы НС этих станков представлены в виде колебательных систем, состоящих из массивов, соединенных упругими и диссипативными связями.

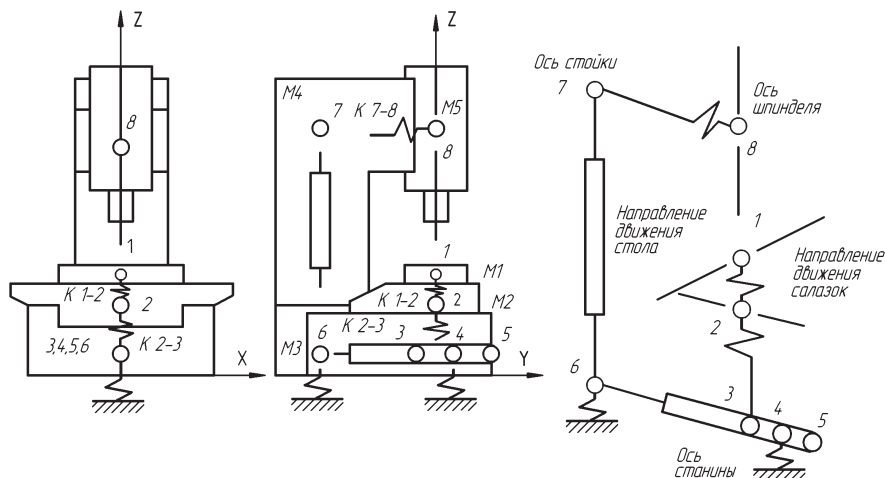


Рис. 9.53. Расчетная схема НС координатно-расточного станка 24К40АФ4:
1—8 — номера узлов.

Массивы, имитирующие соответствующие элементы несущей системы:

M1 — стол; M2 — салазки; M3 — масса участка станины на длине ее контакта со стойкой; M4 — масса верхней горизонтальной части Г-образной стойки; M5 — шпиндельная бабка.

Системы пружин, имитирующие жесткость соответствующих соединений:

K1—2 — направляющих стола и привода подачи салазок; K2—3 — направляющих салазок и привода подачи салазок; K7—8 — шпиндельной бабки со стойкой

В расчетной схеме НС одностоечного координатно-расточного станка с крепостным столом (рис. 9.53) участки стержня 6—7, имитирующего стойку, на длине его контакта со шпиндельной бабкой и в зоне узла 6 (соответствующей станине) считаем абсолютно жесткими. Аналогично абсолютно жестким считаем участок стержня 3—6 под стойкой. Узел 3 введен на станине в сечении, проходящем через центр жесткости стыка салазки—станина, а узел 4 — над опорой станины.

В расчетной схеме агрегатно-фрезерного станка (рис. 9.54) расчетное положение стола на станине принято таким, чтобы центр жесткости соответствующего стыка оказался расположенным над опертым сечением станины в узле 2. Это обусловлено стремлением избежать введения еще одного узла на станине и стержневого конечного элемента, длина которого была бы соизмерима с высотой (шириной) сечения. В этом случае существенно возросли бы погрешности расчета, обусловленные принятым описанием характера деформирования стержней. На длине участка станины с подставками введены недеформируемые участки стержней 2—5 и 5—7. Для определения расчетных параметров элементов расчетной схемы используется соответствующий комплекс программ.

9.6.3.1. Методы построения моделей массивов

Элементы НС, собственными деформациями которых можно пренебречь по сравнению с контактными деформациями в их стыках с другими элементами, рассматриваются как массивы и представляются в виде сосредоточенных масс, размещаемых в центрах тяжести этих элементов.

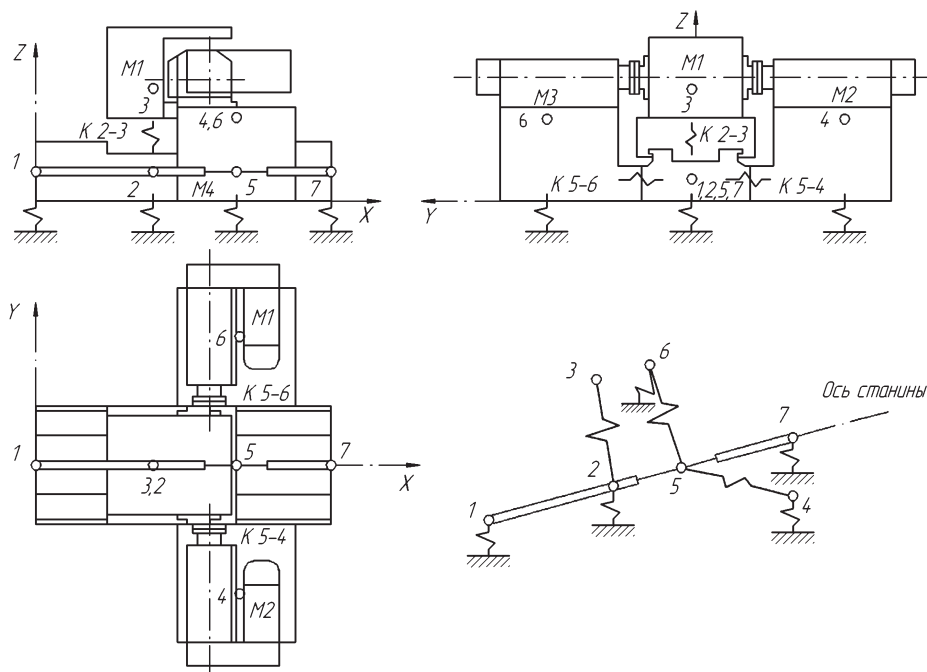


Рис. 9.54. Расчетная схема НС агрегатно-фрезерного станка 1C778:

1—7 — номера узлов.

Массивы, имитирующие соответствующие элементы НС:

M1 — стол с приспособлением и обрабатываемой заготовкой; M2, M3 — левая и правая подставки с фрезерными бабками; M4 — масса участка станины на длине ее контакта с тумбами.

Системы пружин, имитирующие жесткость соответствующих соединений:

K2—3 — направляющих стола и привода подачи стола; K5—4, K5—6 — стыков тумб со станиной

В расчетной схеме массивы представляют как узел со следующими характеристиками: массой, осевыми и центробежными моментами инерции массы относительно центральных осей, параллельных осям координат общей системы координат, и координатами узла, т.е. центра массы в этой же системе координат. Два и более элементов НС, соединенные жестким затянутым стыком, можно рассматривать как один массив с соответствующими инерционными характеристиками при расположении узла в общем центре массы элементов.

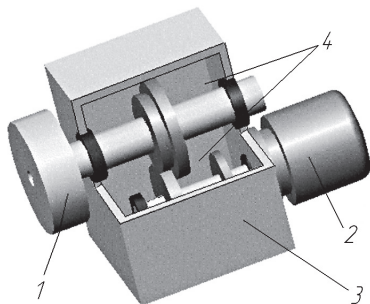


Рис. 9.55. Схема шпиндельной бабки для уточненного расчета инерционных характеристик

При расчете инерционных характеристик элементов, отнесенных к массивам, в общем случае эти элементы представляют в виде набора простых геометрических тел (рис. 9.55):

1 — цилиндр (трехкулачковый патрон); 2 — цилиндр (двигатель); 3 — параллелепипед (ко-

робка скоростей); 4 — параллелепипед (внутренняя полость коробки скоростей) и т.д.

В первом приближении массу можно принять равномерно распределенной по объему тела, при этом в расчет вводят некоторую приведенную плотность $\rho_{пр} = \rho k_3$, где ρ — плотность материала; k_3 — коэффициент заполнения (отношение истинной массы тела к массе, которая имела бы место при заполнении металлом всего рассматриваемого объема), который определяется статистически для однотипных узлов [21].

Для точного расчета массовых характеристик узла необходимо учитывать все конструктивные элементы. На ЭВМ это возможно, однако в этом случае процесс подготовки и ввода данных в ЭВМ сложный и громоздкий. Поэтому было проведено сравнение упрощенных методов определения инерционных характеристик узлов типа коробок 3 (рис. 9.55) при следующих допущениях.

1. Всю массу коробки 3 принимали равномерно распределенной в ее объеме.
2. Коробку рассматривали как тонкостенный параллелепипед со стенками соответствующей толщины, а массу механизмов (валов, шестерен и др.) принимали равномерно распределенной в объеме внутренней полости параллелепипеда 4.
3. Все элементы коробки (корпус, валы, шестерни и т.д.) учтены (точный расчет).

Сравнительный расчет нескольких вариантов коробок скоростей при известной общей массе показал следующее:

- первый метод дает заниженные моменты инерции на 15...25% в зависимости от k_3 (с увеличением k_3 точность расчета моментов инерции возрастает);
- второй метод дает завышенные моменты инерции на 1...5% и практически так же прост. Как показали расчеты, преимущество этого метода в том, что величина k_3 для внутренней полости колеблется в малых пределах (0,15...0,25) и ошибка в ее определении дает малые погрешности.

Таким образом, рекомендуется второй метод, для реализации которого была разработана соответствующая программа.

Для элементов типа коробок скоростей, коробок подач ориентировочно принимают $k_3 = 0,5...0,55$. Инерционные характеристики приводных элементов можно определять, рассматривая корпус как тонкостенный параллелепипед со стенками соответствующей толщины, в котором масса механизмов (валов, шестерен и др.) равномерно распределена в объеме внутренней полости параллелепипеда.

При этом коэффициент заполнения для внутренней полости принимают равным 0,15...0,25. Такой расчет дает более точные результаты, чем при равномерном распределении массы коробки по всему объему.

9.6.3.2. Методы построения моделей стержневых элементов

Каждый стержень расчетной схемы представлен двумя узлами, соединенными осью. Характерными параметрами для него являются: длина — L , м; площадь поперечного сечения — S , м²; моменты инерции площади поперечного сечения — J_X , J_Y , $J_{кр}$, м⁴; модули упругости материала — E , G , Н/м²; погонная масса — q , Н/м; массовые моменты инерции единицы длины стержня (погон-

ные) — J_x^m, J_y^m, J_p^m , Н·с²·м; коэффициент относительного рассеяния энергии в материале стержня — ψ .

При наличии относительно небольшой переменности характеристик сечений стержня по его длине или при наличии небольших присоединенных к стержню масс, не учитываемых отдельно, в расчет вводят приведенную плотность $\rho_{пр} = m/(LF)$, где m — масса стержня и присоединенных к нему элементов.

Накопленный опыт расчетов НС показал, что в ряде случаев при относительно невысокой квалификации проектировщиков конструктивное оформление деталей типа «стержень» (станин, стоек и т. п.) выполняют без учета рекомендаций, обеспечивающих их высокую жесткость. Это приводит к тому, что в результате расчета получают тривиальные рекомендации, очевидные и без расчетов. Поэтому при определении расчетных параметров стержней целесообразно предварительно провести экспертизу представленной конструкции. Основная цель такой экспертизы — проверить, имеет ли место искажение контура сечения, и в случае необходимости рекомендовать введение изменений в конструкцию еще до расчета.

Жесткости станин, оснований и других элементов несущей системы, имеющих сложный профиль поперечного сечения и представленных как стержни, определяются по известным формулам [29, 38]. Момент инерции на кручение $J_{кр}$ станин с замкнутым контуром поперечного сечения (отличается от полярного момента J_p этого сечения) определяется по формуле

$$J_{кр} = \frac{4S^2}{\sum l_i/\delta_i} k_0 k'_0,$$

где S — площадь замкнутого контура, описанного осевыми линиями стенок расчетного сечения, см²; l_i — длина участков замкнутого контура, имеющих постоянную толщину δ_i , см; k_0, k'_0 — коэффициенты понижения жесткости, учитывающие влияние наибольшего окна и соответственно двух окон в противоположных стенках (рис. 9.56).

В то же время следует иметь в виду, что несущие системы станков имеют ряд конструктивных особенностей, из-за которых они должны были бы рассматриваться не как стержневые, а как коробчатые конструкции. Основная их особенность заключается в значительной, по сравнению с их длиной, протяженности участков, на которых происходит контакт элементов НС, и накапливаются взаимосвязанные контактные и собственные деформации. В общем случае статические и динамические характеристики таких систем следует определять, используя более сложные и трудоемкие методы расчета, например, такие, как МКЭ на основе пластинчатых или объемных элементах.

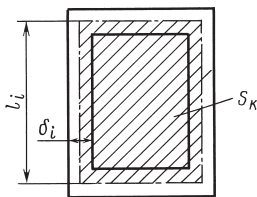


Рис. 9.56. Поперечное сечение с замкнутым контуром

Поскольку для сравнительного анализа компоновок целесообразно использовать более простые расчетные схемы, было проведено расчетное исследование различных стержневых моделей, адекватно отражающих конструктивные особенности НС.

При этом необходимо было решить две основные

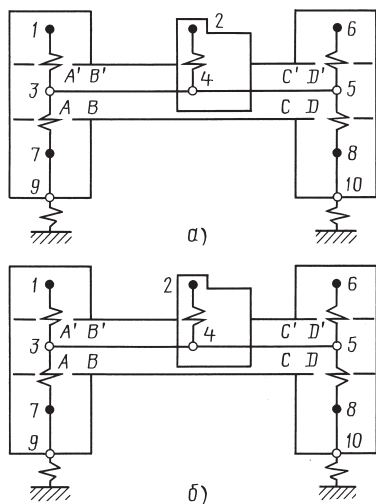


Рис. 9.57. Расчетные схемы токарного станка со станиной на ножках

задачи — определить, как с помощью стержневых моделей наиболее просто можно описать:

а) Г-образные или П-образные станины вертикально-фрезерных, координатно-расточных станков или станины на ножках токарных станков (рис. 9.57, 9.58);

б) соединения двух элементов НС на значительной длине типа:

- соединения шпиндельной бабки или суппорта со станиной (рис. 9.59),
- сплошной станины с основанием.

Как известно, в стержневых моделях несущих систем оси стержней, образующих раму, предполагаются проходящими через центры тяжести площади соответствующих сечений (рис. 9.58, а). При угловом соединении таких стержней, как, например, в станинах на ножках, деформируемая длина стержня, имитирующего станину, не может приниматься равной расстоянию между осями ножек, так как участки станины над ножками находятся в условиях, отличных от тех, которые имеют место на свободной длине (рис. 9.58, б, в).

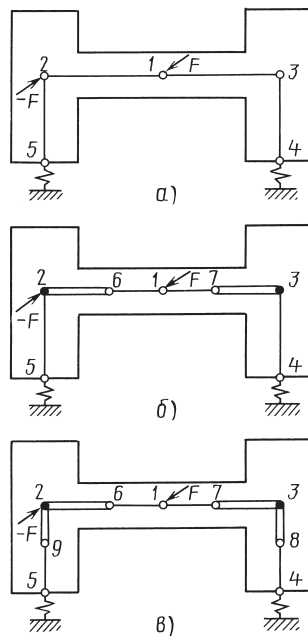


Рис. 9.58. Расчетные схемы станины на ножках

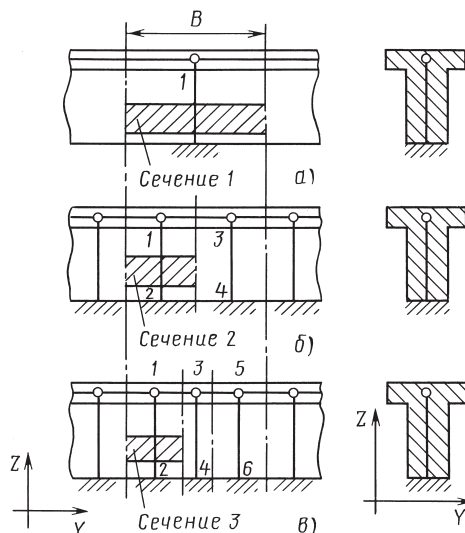


Рис. 9.59. Расчетные схемы направляющей с переходной стенкой при различном числе N элементов на длине B :
а — $N = 1$; б — $N = 2$; в — $N = 3$

Аналогичная задача рассмотрена в работе [29]. Там на основе анализа результатов экспериментов на моделях показано, как следует выбирать расчетную деформируемую длину соответствующего стержня. Деформации одного из стержней на участке его контакта с другим учитывать, как правило, не следует.

В работе [37] приведена следующая расчетная схема НС токарного станка (рис. 9.57, *а*): станина 3—4—5 представлена как стержень с соответствующими характеристиками. Сосредоточенные массы в узлах: 1 — передняя бабка; 2 — суппорт; 6 — задняя бабка; 3 и 5 — оставшиеся участки станины под бабками; 7 и 8 — ножки; 4 — безмассовый узел. На участках 1—3, 3—7, 2—4, 6—5, 5—8 введены стыки. Эти участки, а также участки 7—9 и 8—10 рассматриваются как жесткие рычаги. Соответствующие расстояния определяют координаты стыков.

В приведенной схеме деформации ножек не учитываются. При необходимости учета деформаций ножек должна была бы быть использована схема, показанная на рис 9.57, *б*. Для этого ножки представлены деформируемыми стержнями 7—9 и 8—10. В этих расчетных схемах станина 3—4—5 имеет постоянную жесткость по всей длине. Однако, как видно из рис. 9.57, *а*, на участках *AB* и *CD* жесткость станины существенно выше, чем на участке *BC*, из-за соединения ее с ножками, передней и задней бабками. Очевидно, чтобы учесть влияние увеличенной жесткости станины на участках *AB* (*A'B'*) и *CD* (*C'D'*), в расчетную схему необходимо вводить дополнительные стержни с повышенной жесткостью по сравнению с жесткостью основных стержней.

Для того чтобы оценить необходимость учета повышенной жесткости в угловых соединениях элементов при динамических расчетах рамных несущих систем станков средних размеров, был проведен сравнительный расчет для трех расчетных схем несущей системы токарного станка, близкой по параметрам к несущей системе станка 16К20 (см. рис. 9.58). Для упрощения расчетных схем передняя и задняя бабки представлены сосредоточенными массами, приведенными к узлам 2, 3. Ножки и станина рассматриваются как стержни с соответствующими характеристиками. Переменная единичная нагрузка приложена к точкам 1 и 2 с противоположными знаками.

Различие расчетных схем:

- в схеме *б* введены дополнительные жесткие стержни 2—6 и 3—7 (жесткость в 10 раз выше жесткости станины);
- в схеме *в* кроме жестких стержней 2—6 и 3—7 введены также жесткие стержни 2—9 и 3—8.

В результатах расчета (табл. 9.12) приведены амплитуды колебаний в точках 1—3 на собственных частотах колебаний. Как видно, для систем, показанных на рис. 9.58, собственными частотами являются 19 и 33 Гц (схема *а*), 20 и 36 Гц (схемы *б*, *в*). Схемы *а* и *б* различаются как по значениям собственных частот (5...10%), так и по амплитудам колебаний основных узлов на этих частотах (до 20%). Собственные частоты и податливости схем *б* и *в* практически одинаковы во всем рассматриваемом диапазоне частот. Для более полной сравнительной оценки расчетных схем (*а*—*в*) были построены формы колебаний на собственных частотах и оценены относительные колебания по нормали к обрабатываемой поверхности, приведенные к зоне резания.

Из соотношения амплитуд относительных колебаний для разных схем видно,

9.12. Собственные частоты и соотношения амплитуд колебаний для различных расчетных схем станины на ножках

Расчетный параметр		Расчетные схемы		
		<i>а</i>	<i>б</i>	<i>в</i>
Собственная частота, Гц	Кручение станины	19...20	20...21	20...21
	Изгиб станины в плоскости XOY	32...33	35...36	35...36
Соотношение амплитуд абсолютных колебаний (в точке 1) на собственных частотах	Кручение станины	1,3	1	1
	Изгиб станины в плоскости XOY	1	1	1
Соотношение амплитуд относительных колебаний, приведенных в зону резания	Кручение станины	1,8	1	1
	Изгиб станины в плоскости XOY	1,5	1	1
Соотношение статических податливостей	$F = 0...5$ Гц	1,5	1	1

Примечание. Значения амплитуд колебаний и статической податливости для схемы *в* условно приняты за единицу.

что влияние повышенной жесткости станины в месте ее соединения оказывается значительным. Собственно ножки оказывают сравнительно небольшое влияние на динамическую податливость системы — введение в них жестких стержней (см. рис. 9.58, *в*) практически не изменило динамические характеристики несущей системы. Сопоставление результатов расчета с результатами экспериментов на станке 16К20 [37] показало, что ближе всего к экспериментальным данным результаты расчета по схемам *б* и *в*. Таким образом, в качестве основной может использоваться схема *б*, обеспечивающая практически ту же точность расчета, что и схема *в* — при меньшем числе узлов и стержней.

В процессе построения расчетных схем НС возникает необходимость учета местных деформаций направляющих под основными узлами станка (суппорт, шпиндельная бабка и др.). Поскольку направляющая с переходной стенкой представляет собой систему пластин, то ее расчетная схема при использовании стержневых моделей должна быть представлена системой стержней.

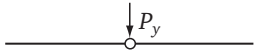
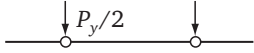
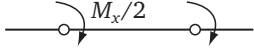
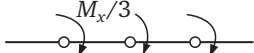
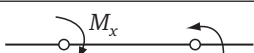
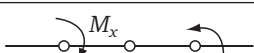
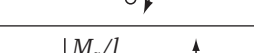
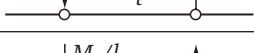
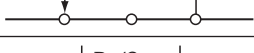
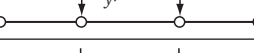
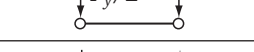
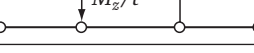
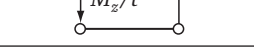
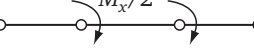
Очевидно, что простейшей из возможных схем будет такая, в которой направляющая станины представлена горизонтальным стержнем, а переходная стенка — системой вертикальных стержней (рис. 9.59). Для определения минимально необходимого числа элементов в расчетной схеме направляющих под узлом, расположенным на станине, и вне этого узла был проведен расчетный анализ нескольких схем с числом вертикальных стержней по ширине B узла от одного до трех.

Расчеты проводили для параметров, соответствующих параметрам верхней направляющей токарного полуавтомата мод. 1720ПФ30. Ширину B принимали равной ширине суппорта [37].

Элементы, на которые делится направляющая, имеют Т-образное сечение. Каждый элемент представляет собой систему из двух пересекающихся стержней (рис. 9.59, *а*):

- горизонтальный стержень проходит через центр тяжести поперечного се-

9.13. Результаты исследований различных расчетных схем

Номер варианта	Общее число элементов	Число элементов на участке шириной B	Схема нагружения на участке шириной B	Относительная податливость
1	5	1		1,03
2	6	2		1,01
3	9	3		1,00
4	5	1		1,08
5	6	2		1,02
6	9	3		1,00
7	6	2		1,00
8	9	3		0,76
9	12	4		1,00
10	5	1		4,80
11	6	2		1,20
12	9	3		1,00
13	4	2		1,03
14	2	2		1,35
15	4	2		1,25
16	2	2		1,47
17	4	2		1,04
18	2	2		1,07

чения полки направляющей и имеет соответствующие жесткостные характеристики;

- вертикальный проходит через центр тяжести сечения переходной стенки в плоскости XOY (сеч. 1, 2, 3), его жесткостные характеристики зависят от выбранной ширины сечения. Суммарная нагрузка (F_y ; M_x ; M_y), действующая на направляющую по ширине B , при расчетах прикладывалась в узлах расчетной схемы (1, 1—3, 1—3—5) и распределялась равномерно, соответственно их числу.

Исследованные расчетные схемы, вид нагружения и результаты расчета в виде относительной податливости, представленной по отношению к податливости для расчетной схемы с наибольшим количеством стержней, приведены в табл. 9.13.

Анализируя результаты расчета (см. табл. 9.13) можно отметить, что деформации (линейные и угловые) определяются с достаточной точностью (отклонения 5...10%) уже при использовании расчетной схемы с двумя элементами по ширине B узла (рис. 9.59, б), которую можно использовать для дальнейших исследований.

Для определения необходимости введения в расчет стержней, находящихся за пределами ширины B , были проведены расчеты при использовании расчетных схем, представленных в табл. 9.13 вариантами 13—18. Как показали расчеты, удовлетворительная точность обеспечивается при введении в расчет кроме двух элементов на ширине B (см. выше) еще двух элементов — по одному с каждой стороны от участка шириной B (см. варианты 13, 15, 17).

Дальнейшее упрощение расчетной схемы направляющей можно проводить с соответствующей корректировкой жесткости элементов системы. Так, например, возможно представление направляющей по ширине B узла даже одним элементом, но при предварительном определении приведенной угловой жесткости вертикального стержня относительно оси Z на основе уточненных расчетов (в данном случае для направляющей станка 1720ПФ30 жесткость вертикального стержня относительно оси Z необходимо повысить в 4 раза по сравнению с расчетной по сечению 1).

В зависимости от требуемой точности расчета, а также возможностей ЭВМ определяется минимально допустимое число стержней и соответственно число элементов направляющей под каждым узлом станка, составляется и уточняется расчетная схема, после чего определяются соответствующие характеристики элементов.

9.6.3.3. Методы построения моделей стыков

В расчетной схеме НС стык представляется двумя узлами и пружиной между ними. Расстояния от узлов (начального и конечного) до центра пружины задают в виде координат центра жесткости стыка ($x_H, y_H, z_H, x_K, y_K, z_K$) и представляются как жесткие рычаги.

Жесткость стыка характеризуется тремя линейными ($k_x; k_y; k_z$) и тремя угловыми ($k_x^\phi; k_y^\phi; k_z^\phi$) параметрами. Коэффициенты относительного рассеяния энергии в стыке — ψ ; ψ^ϕ ($\sim 0,1 \dots 0,8$).

Жесткость стыка определяется геометрическими характеристиками его площади, по которой происходит контакт, и качеством обработки контактирующих

поверхностей, характеризующимися коэффициентом k пропорциональности между давлением и смещением в стыке (см. выше).

Для определения жесткости стыка, отображающего подвижное соединение, рассчитывают упругие перемещения подвижного узла (с учетом контактных деформаций в направляющих, местных деформаций направляющих и планок) по площади контакта в соединении, зависящей от внешней нагрузки (сил резания и массы элементов). Местные деформации корпусных деталей в зоне стыка могут быть учтены введением в расчет коэффициента понижения жесткости стыка, зависящего от конструктивного оформления соединения базовых деталей. Учитываются возможность частичного раскрытия стыка и макрогеометрия направляющих [53]. Как правило, собственные деформации подвижного узла считают пренебрежимо малыми.

Жесткость в направлении движения подачи определяют по жесткости последних звеньев цепи подачи (червячной передачи, передачи винт—гайка и т.д.).

При технических расчетах на жесткость упругое соединение элементов (стык) условно представляется в виде пружины, закладываемой в одном расчетном сечении. При этом точность расчета обычно достаточна, хотя естественно, что более точным является введение в расчет не сосредоточенной, а распределенной упругости. При решении динамических задач, когда к силовым нагрузкам на элементы добавляются инерционные, введение одного упругого элемента в стыке, т.е. замена распределенной нагрузки сосредоточенной, может обусловить чрезмерные деформации стержня (например, станины), которых в действительности нет. Очевидно, что целесообразно определить минимально необходимое число упругих элементов, с помощью которых будет описан стык, при котором обеспечивается требуемая точность расчета.

Для определения числа упругих элементов, которыми необходимо представить стык, была рассмотрена упрощенная расчетная схема системы суппорт—станина (рис. 9.60). Суппорт представлен как жесткое тело (массив), станина, как стержень с характеристиками, соответствующими станине станка мод. 16K20. Стык суппорт—станина представлен числом элементов от одного до трех. На рис. 9.61 показаны АЧХ колебаний точки 1 для соответствующих схем при различном нагружении (рис. 9.60, $a—в$) и разных основных параметрах системы: k_x^0 — угловой жесткости стыка суппорт—станина относительно оси X ; и GJ_x — крутильной жесткости станины.

Выбор варьируемых параметров (GJ_x и k_x^0) обусловлен тем, что именно эти параметры оказывают основное влияние на уровень колебаний в направлении оси Y — по нормали к обрабатываемой поверхности (по результатам предварительных расчетов). Полученные АЧХ показывают, что динамическая податливость схем b и $в$ практически не различается. Поэтому в дальнейшем рассматривались только схемы a и $б$. Очевидно, что отношение динамических податливостей систем в точке 1, характеризующее погрешность расчетной схемы a по отношению к более точной схеме $б$, зависит от жесткостных и геометрических параметров системы. Для ориентировочной оценки этого отношения можно использовать решение статической задачи на основе упрощенных расчетных схем (рис. 9.62, I, II). Смещение точек 1 и 2 в направлении оси Y для схем I и II можно записать в виде

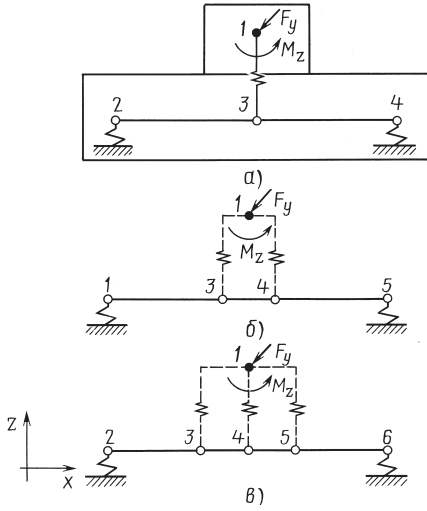


Рис. 9.60. Расчетные схемы системы суппорт—станина для определения оптимального числа упругих элементов в стыке

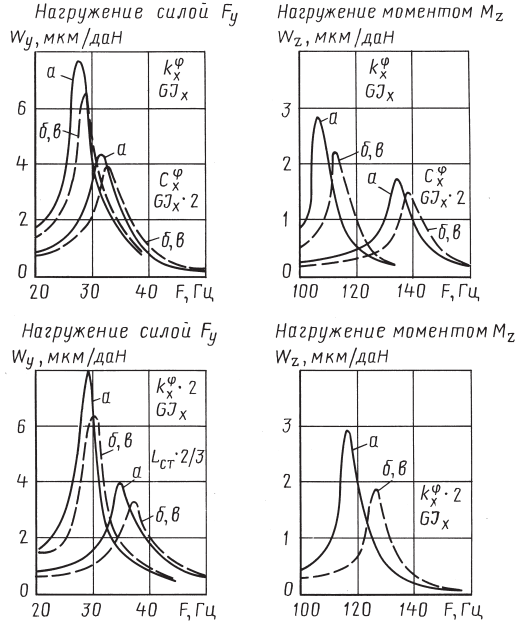


Рис. 9.61. Влияние параметров на динамическую податливость системы суппорт—станина с различным числом упругих элементов в стыке — кривые:

a — 1 элемент; $б$ — 2 элемента; $в$ — 3 элемента

$$\delta_1 = \frac{F_y H L}{4 G J_x} H + \frac{F_y h}{c_x^\varphi} h; \quad (9.40)$$

$$\delta_2 = \frac{F_y H (L-l)}{4 G J_x} H + \frac{F_y h}{c_x^\varphi} h, \quad (9.41)$$

где F_y — нагружающая сила; h, H — расстояния от точки приложения силы до центра соответственно жесткости стыка и оси станины; L, l — длина станины и стыка; $G J_x$ — жесткость станины на кручение; k_x^φ — угловая жесткость стыка относительно оси X . При этом отношение статических податливостей

$$\frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{(H/h)^2 + 4 G J_x / L k_x^\varphi}{(H/h)^2 (1-l/L) + 4 G J_x / L k_x^\varphi}. \quad (9.42)$$

Зависимость отношения статических податливостей от возможных соотношений параметров системы приведена на графике (рис. 9.62, б). Можно принять, что представление стыка одним элементом допустимо при разнице результатов не более 5% — заштрихованная область. Отношения δ_1/δ_2 за пределами заштрихованной области показывают, что стык необходимо представлять двумя элементами.

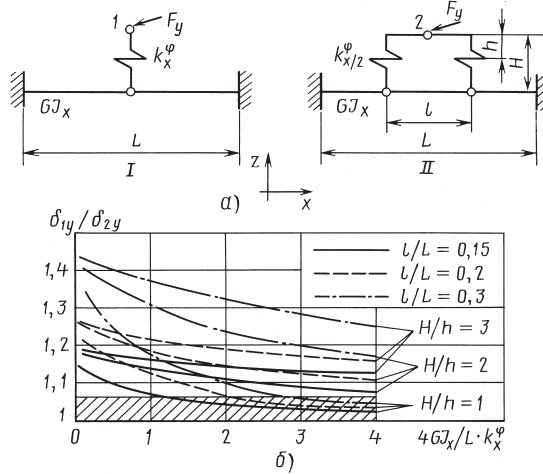


Рис. 9.62. Относительная податливость δ системы суппорт—станина при одном (а, схема I) (δ_{1y}) и двух (а, схема II) (δ_{2y}) упругих элементах в стыке и зависимость отношения статических податливостей от соотношения параметров (б)

В ряде случаев оказывается необходимо провести упрощение расчетной схемы, по сравнению с той, которая будет получена в соответствии с приведенными выше соображениями. Упрощение может проводиться, в частности, за счет приведения двух и более стыков к одному, приведения податливости стержня или направляющей к стыку и т.д. Методика приведения достаточно хорошо отражена в работах [38, 39, 53].

Приведенная жесткость определяется следующим образом:

- для последовательных стыков (рис. 9.63, а)

$$1/k = 1/k_1 + 1/k_2 \rightarrow k = (k_1 + k_2)/(k_1 k_2); \quad (9.43)$$

$$1/k^\phi = 1/k_1^\phi + 1/k_2^\phi \rightarrow k = (k_1^\phi + k_2^\phi)/(k_1^\phi k_2^\phi); \quad (9.44)$$

- для параллельных стыков (рис. 9.63, б)

$$k = k_1 + k_2; \quad (9.45)$$

$$k^\phi = k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2, \quad (9.46)$$

где k_1, k_2 — линейные жесткости составных стыков; k, k^ϕ — линейная и угловая жесткости приведенного стыка.

Следует отметить необходимость введения в расчет приведенного коэффициента рассеяния ψ .

При последовательно соединенных жесткостях (рис. 9.63, а) коэффициент рассеяния определяется из условий [53]

$$\psi = \frac{\psi_1 \Pi_1 + \psi_2 \Pi_2}{\Pi_1 + \Pi_2}; \quad (9.47)$$

$$P_{1,2} = \frac{k_{1,2} \delta_{1,2}^2}{2}; \quad (9.48)$$

$$\delta_{1,2} = \frac{F_{1,2}}{k_{1,2}}, \quad (9.49)$$

где $P_{1,2}$ — потенциальная энергия; $k_{1,2}$ — жесткости пружин; $\delta_{1,2}$ — смещения пружин под действием нагрузки $F_1 = F_2 = F$; $\psi_{1,2}$ — соответствующие коэффициенты рассеяния.

После преобразования получим

$$\psi = \frac{\psi_1 + \psi_2 k_1/k_2}{1 + k_1/k_2}. \quad (9.50)$$

При параллельном соединении жесткостей (рис. 9.63, б)

$$F_1 = \frac{F l_2}{l_1 + l_2}; \quad F_2 = \frac{F l_1}{l_1 + l_2}, \quad (9.51)$$

где $l_{1,2}$ — расстояния от пружин до точки приведения. Подставляя уравнения (9.51) в уравнение (9.46), получим

$$\psi = \frac{\psi_1 + \psi_2 \frac{k_1}{k_2} \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2}{1 + \frac{k_1}{k_2} \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2}. \quad (9.52)$$

Значения относительного рассеяния энергии ψ в материале, в стыках и опорах принимаются в соответствии с рекомендациями работ [38, 39, 53 и др.].

9.6.3.4. Методы построения моделей опор

При установке большинства станков на фундаментах используют жесткие опорные элементы — клинья, подкладки, клиновые башмаки, домкраты и т.п. (рис. 9.64). Опоры должны обеспечивать удобство регулирования положения НС станка и сохранение этого положения с высокой точностью. Необходимая высокая жесткость опоры обеспечивается хорошим прилеганием и высоким качеством стыкующихся поверхностей, поэтому площадь этих поверхностей относительно общей поверхности фундамента мала. Следовательно, каждая опора отображается в расчетной схеме как пружина, расположенная в центре опоры.

Основные характеристики опоры аналогичны характеристикам стыков:

F — площадь контактируемых плоскостей, см²;

$X_C; Y_C; Z_C$ — координаты центра тяжести площади опоры, см;

$J_X; J_Y; J_Z$ — моменты инерции площади контактируемых плоскостей, см⁴;

k_n, k_τ — коэффициенты контактной податливости по нормали и по касательной к плоскости, мкм · см²/даН;

$k_x; k_y; k_z$ — линейные жесткости опоры, даН/см;

$k_x^\phi; k_y^\phi; k_z^\phi$ — угловые жесткости, даН · см/рад;

$\psi; \psi^\phi$ — коэффициент относительного рассеяния энергии в опоре.

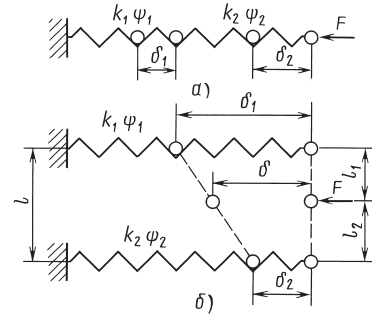


Рис. 9.63. Схемы для определения приведенной жесткости

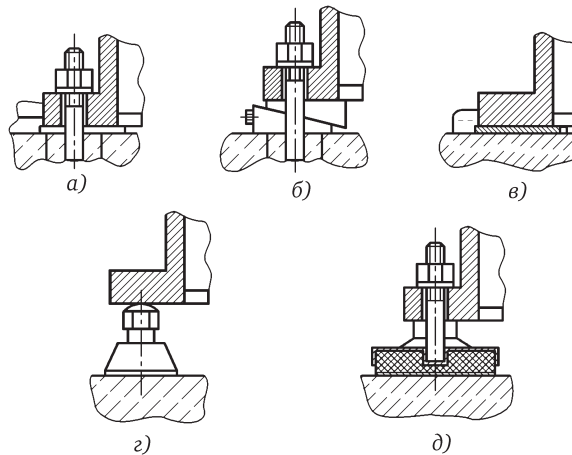


Рис. 9.64. Конструктивные схемы опор станков

Определение параметров опор. Геометрические характеристики стыков в опоре определяются как и геометрические характеристики сечений стержней (см. выше). Для расчетов жесткостных характеристик опоры необходимо учитывать несколько поверхностей контакта между последовательно расположенными элементами, с учетом их собственных деформаций. Методика основана на расчете жесткости стыка по значениям коэффициентов k_n , k_t контактной податливости в стыках опорных элементов, определенных путем обработки экспериментальных данных (рис. 9.65), причем $k_t \approx 2k$ [53].

Жесткости опоры определяются как сумма последовательно расположенных стыков:

$$\frac{1}{k} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i},$$

где k — линейная жесткость опоры (относительно координат X, Y, Z); k_i — соответствующая линейная жесткость i -го стыка в опоре.

Угловые жесткости опоры, как правило, малы, и их можно не учитывать.

В случае приведения нескольких опор к одной они рассчитываются как параллельные стыки по формулам (9.45), (9.46) (см. рис. 9.63).

Сплошные станины или основания, опирающиеся на фундамент по всей длине, целесообразно рассматривать не как балки на упругом основании, а как балки, опирающиеся на конечное число опор. Поэтому актуальна задача определения минимального числа опор, обеспечивающего требуемую точность расчета. Для оценки чувствительности модели к степени дискретизации упругого основания определялись динамические характеристики несущих систем, близкие к параметрам несущей системы токарного полуавтомата мод. 1720ПФ30, при разных соотношениях между жесткостью станины и опор.

Расчетная схема НС (рис. 9.66) представлена в упрощенном виде: основные узлы — шпиндельная бабка, суппорт и задняя бабка представлены сосредоточенными массами, сопряженными со станиной стыками с соответствующими характеристиками; станина — как стержень с постоянной по длине жесткостью,

Рис. 9.65. Коэффициенты контактной податливости в стыках опорных элементов станка:

1 — между металлической подкладкой и бетоном; 2 — между клином и бетоном; 3 — между башмаком и бетоном; 4 — между башмаком и паркетным полом; 5 — между металлической подкладкой и опорным швеллером; 6 — между опорной поверхностью станины и бетоном при подливке цементным раствором; 7 — между клином и корпусом башмака

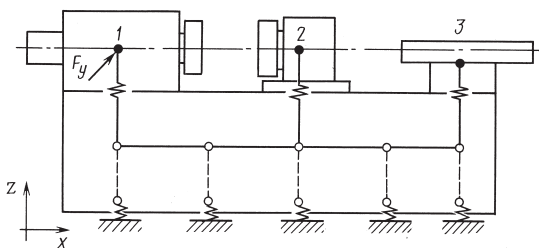
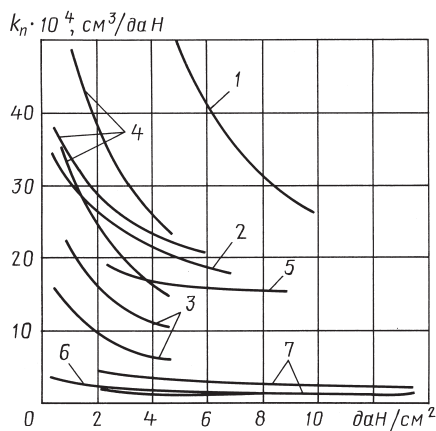


Рис. 9.66. Расчетная схема станины на упругом основании

соединенный с опорными элементами абсолютно жесткими стержнями. В качестве критерия, по которому проводились сравнение и анализ расчетных схем с различным числом N опорных элементов, использовались величины амплитуд абсолютных колебаний основных узлов станка (шпиндельная бабка, суппорт, задняя бабка) на собственных частотах системы.

На рис. 9.67 показаны АЧХ абсолютных колебаний шпиндельной бабки при различных числах опорных элементов. Возмущающая нагрузка прикладывалась в центре тяжести шпиндельной бабки. Видно, что АЧХ систем с числами опорных элементов 5 и 7 достаточно близки. Дальнейшее увеличение числа опор практически не повышает точности расчета в исследуемом диапазоне частот.

Для того чтобы оценить влияние параметров системы на точность расчета при разном числе опорных элементов, были проведены соответствующие расчеты с различной жесткостью станины (сниженной и увеличенной в 2 раза). Результаты расчета в виде соотношения амплитуд колебаний основных узлов на

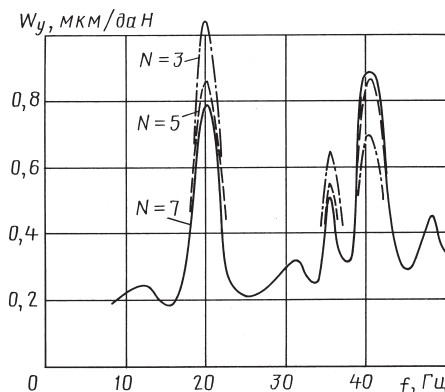


Рис. 9.67. Динамическая податливость в точке 1 на рис. 9.66 при различном числе (N) опорных элементов

собственных частотах системы приведены в табл. 9.14. Из данных, приведенных в табл. 9.14, видно, что снижение жесткости станины приводит к увеличению погрешности расчета для $N < 5$, а повышение жесткости станины позволяет сократить число опор в расчетной схеме до $N = 5$.

9.14. Соотношение амплитуд колебаний основных узлов НС станка на собственных частотах при различном числе опорных элементов N (амплитуда каждого узла при $N = 7$ принята равной 1)

Собственная частота, Гц	Соотношение амплитуд колебаний узлов НС в направлении оси Y					
	Шпиндельная бабка (точка 1)			Суппорт (точка 2)		
	Число опорных элементов N					
	7	5	3	7	5	3
Жесткость станины равна жесткости станины станка мод. 1720ПФ30						
20	1	1,1	1,3	1	1,1	1,34
35	1	1,03	1,1	1	1,02	1,16
40	1	0,98	0,82	1	0,97	0,86
Жесткость станины на кручение снижена в 2 раза						
20	1	1,18	2	1	1,2	2,15
33	1	1,05	1,2	1	1,05	1,32
38	1	0,99	0,87	1	0,98	0,93
Жесткость станины на кручение увеличена в 2 раза						
20	1	0,94	0,8	1	0,93	0,83
36	1	0,99	1,03	1	0,98	1,06
42	1	0,98	0,83	1	0,98	0,87

Таким образом, можно сделать вывод, что при параметрах НС, типичных для станков средних размеров, расчет сплошных станин, опирающихся на фундамент по всей длине, можно проводить, принимая $N = 5 \dots 7$.

9.7. Оптимизация параметров модели

Задача оптимизации в процессе проектирования заключается в определении формы, механических свойств, режимов работы конструкции и других критериев, сочетание которых обеспечивает качество машины. Чтобы решить задачу оптимизации, необходимо выбрать принцип оптимальности, условия и метод его реализации.

Рассмотрим простую механическую систему. Виброгаситель, предназначенный для гашения колебаний массы m_1 (рис. 9.68), вызываемых гармонической силой $F(t) = F_0 \sin \omega t$, состоит из дополнительной массы m_2 , соединенной с основной массой m_1 посредством упругодиссипативного элемента с коэффициентами жесткости c_2 и демпфирования h_2 .

Математическая модель механической системы с виброгасителем представлена системой линейных дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + c_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_1 z_1 + k_2 (z_1 - z_2) &= 0; \\ m_2 \ddot{z}_2 - c_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - k_2 (z_1 - z_2) &= P_0 \sin \omega t. \end{aligned}$$

Амплитуда колебаний массы m_1 определяется из уравнения

$$A_1 = F_0 \sqrt{\frac{(k_2 - m_2 \omega^2)^2 + c_2^2 \omega^2}{\Delta_1^2 + \Delta_2^2}},$$

где

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= (k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2; \\ \Delta_2 &= c_2 \omega (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2). \end{aligned}$$

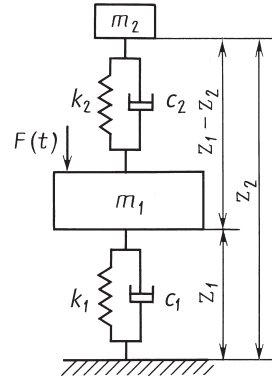


Рис. 9.68. Расчетная схема системы с виброгасителем

Подбором массы виброгасителя и жесткости его крепления можно снизить амплитуду колебаний на частоте возбуждения ω . Виброгашение указанным способом эффективно только для одной фиксированной частоты (ω) возбуждающей силы. Иногда даже сравнительно небольшое изменение частоты возбуждения может привести к увеличению амплитуды A_1 . Кроме того, с присоединением виброгасителя появится дополнительная собственная частота, что может увеличить вероятность возникновения резонанса. Таким образом, задача оптимизации конструкции виброгасителя заключается в определении его массы и жесткости крепления к объекту виброгашения, при которых амплитуда колебаний объекта виброгашения будет минимальной. При этом масса объекта виброгашения и жесткость его соединения с неподвижным основанием должны оставаться неизменными.

Под термином «управляемые параметры» понимают независимые переменные, однозначно определяющие задачу проектирования и служащие для ее количественного описания. Их значения изменяются в процессе оптимизации. Изменение управляемых параметров должно быть технически выполнимо. Например, при проектировании виброгасителя можно изменять его массу и жесткость крепления с достаточно высокой точностью. Тогда как изменение коэффициента демпфирования в широком диапазоне и с большой точностью технически неосуществимо. Поэтому управлять можно массой m_2 и жесткостью k_2 . Это и есть управляемые параметры.

Целевая функция или критерий эффективности — это характеристики объекта оптимизации, значение которых инженер стремится сделать максимальными или минимальными. Целевая функция позволяет количественно сравнить два или более альтернативных варианта управляемых параметров конструкции. Для гасителя — это амплитуда колебаний объекта виброгашения.

Если рассматривается только один управляемый параметр, то целевую функцию в зависимости от его значения можно представить линией на плоскости.

Если управляемых параметров два (в случае виброгасителя это m_2 и c_2), то целевая функция будет изображаться поверхностью в пространстве трех измерений. При трех и более управляемых параметрах поверхности, задаваемые целевой функцией, называются гиперповерхностями и не поддаются наглядному изображению.

В ряде задач оптимизации требуется рассматривать несколько целевых функций. Такая оптимизация называется «многокритериальной», а отдельные целевые функции — критериями эффективности.

В процессе поиска оптимальной конструкции одни критерии эффективности могут увеличиваться, а другие уменьшаться. Как в этих условиях найти оптимальное решение? Можно использовать следующий принцип оптимальности: конструкция считается оптимальной, когда все критерии эффективности улучшили свои значения, т.е. те, которые должны увеличиться, — увеличились, а те, которые должны уменьшиться, — уменьшились. Этот принцип называется *принципом оптимальности по Парето*.

В случае соизмеримых критериев, т.е. когда все критерии имеют одну размерность или их можно привести к безразмерному виду, используется принцип «свертки». В результате свертки из всех критериев эффективности получают одно значение, скаляр S . Такая процедура называется «свертывание векторной целевой функции».

Задача свертывания векторной целевой функции может быть решена не формально с использованием экспертных оценок специалистов, которые назначают весовые коэффициенты для каждого критерия эффективности, а скалярную целевую функцию получают в виде суммы r критериев эффективности Φ_i , умноженных на их весовые коэффициенты α_i (аддитивный метод):

$$S = \sum_{i=1}^r \alpha_i \Phi_i;$$

$$\sum_{i=1}^r \alpha_i = 1.$$

Когда невозможно назначить весовые коэффициенты, целевую функцию задают в виде произведения критериев эффективности (метод мультипликативного среднего):

$$S = r \sqrt[r]{\prod_{i=1}^r \Phi_i}$$

или в виде дроби, в числителе которой ставят критерии, которые желательно увеличить, $\Phi_i^{\max}$, а в знаменателе — которые желательно уменьшить, $\Phi_j^{\min}$:

$$S = \frac{\prod_{i=1}^n \Phi_i^{\max}}{\prod_{j=1}^k \Phi_j^{\min}} \quad (r = n + k).$$

Общим недостатком скалярных целевых функций, полученных путем свертывания векторных целевых функций, является то, что низкая эффективность по одним критериям скрывается за высокой эффективностью по другим.

Векторные целевые функции $S_j, j = 1, 2, \dots, N$, где N — число вариантов управляемых параметров конструкции (число испытаний), содержащие r частных критериев эффективности $\Phi_{i,j}$, образуют r -мерное векторное пространство. Если базисом векторного пространства принять векторы, определенные для первого варианта ($j = 1$) $e_1 = \{1/\Phi_{1,1}, 0, \dots, 0\}, e_2 = \{0, 1/\Phi_{2,1}, 0, \dots, 0\}, e_r = \{0, 0, \dots, 0, 1/\Phi_{r,1}\}$, которому соответствуют управляемые параметры базовой конструкции, тогда векторная целевая функция j -го варианта управляемых параметров и косинус угла между векторами целевых функций для первого и последующих вариантов

$$S_j = \sum_{i=1}^r \Phi_{i,j} e_i; \cos(\alpha_j) = \frac{(S_1, S_j^0)}{\|S_1\| \|S_j^0\|} = \frac{\sum_{i=1}^r \Phi_{i,1} (\Phi_{i,1} - \Phi_{i,j})}{\sqrt{\sum_{i=1}^r \Phi_{i,1}^2 \sum_{i=1}^r (\Phi_{i,1} - \Phi_{i,j})^2}},$$

где $S_j^0 = S_1 - S_j$.

Для случая, когда $r = 2$, т.е. оптимизация выполняется по двум критериям эффективности $\Phi_{1,j}$ и $\Phi_{2,j}$, двухмерное векторное пространство показано на рис. 9.69.

В этом случае в качестве целевой функции можно принять $S = \|S_j^0\|^{\cos \alpha_j}$ и искать ее максимум.

Выполнение условия, при котором $\|S_j^0\| \neq 0$ и $\cos \alpha_j \approx 1$, означает, что все критерии эффективности $\Phi_{i,j}$ уменьшились в сравнении с базовой конструкцией и достигнут оптимальный вариант значений управляемых параметров.

Если после реализации N вариантов решение задачи оптимизации не получено, увеличивается число вариантов конструкции:

$$N_t = N \left[1 + \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (1 - \cos^2 \alpha_j)} \right],$$

где N_t — новое число вариантов, и поиск повторяется.

«Пространство проектирования» — так называется область, определяемая всеми управляемыми параметрами. Оно ограничено рядом условий, которые делятся на «ограничения-равенства» и «ограничения-неравенства».

Ограничения-равенства — это зависимости между управляемыми параметрами, которые должны учитываться при оптимизации. Например, для виброгасителя жесткость его крепления должна равняться его массе, умноженной на квадрат частоты гармонической силы.

Ограничения неравенства — это особый вид ограничений, выражаемых в виде неравенств. Если ограничения записаны не в виде функции, а как пределы изменения управляемых параметров,

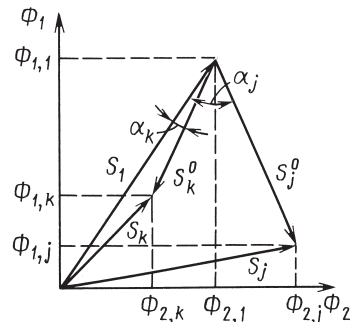


Рис. 9.69. Двухмерное векторное пространство частных критериев эффективности: $\Phi_{1,k}, \Phi_{2,k}$ — эффективные значения

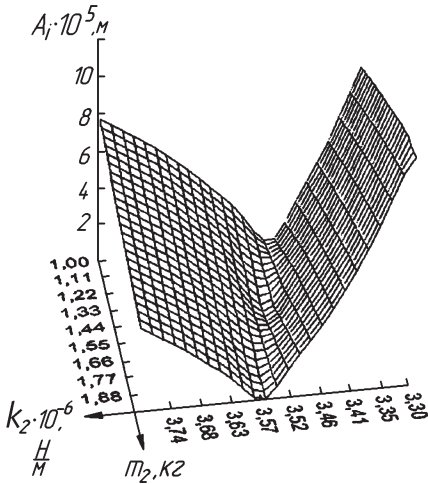


Рис. 9.70. Изменение амплитуды колебаний массы m_1 в зависимости от массы виброгасителя и жесткости его крепления

то они называются прямыми ограничениями. Например, пределы изменения управляемых параметров виброгасителя: $1 \leq m_2 \leq 2$ кг, $3,3 \cdot 10^6 \leq k_2 \leq 3,8 \cdot 10^6$ Н/м.

Локальный оптимум — образуют значения управляемых параметров, при которых целевая функция имеет наибольшую (или наименьшую) величину по сравнению с ее величиной при всех других значениях управляемых параметров в некоторой части пространства проектирования. Часто пространство проектирования содержит несколько локальных оптимумов и следует соблюдать осторожность, чтобы не принять первый из них за оптимальное решение задачи.

Глобальный оптимум — образуют значения управляемых параметров, соответствующие оптимальному решению для всего пространства проектирования. Это решение лучше всех других решений, и именно его

ищет конструктор. Возможен случай нескольких равных глобальных оптимумов, расположенных в разных частях пространства проектирования.

Поверхность целевой функции в области изменения управляемых параметров для виброгасителя показана на рис. 9.70.

Математическая постановка задачи оптимизации сводится к следующему: задано множество D и функция $S(x)$, определенная на D ; требуется найти точки минимума $S(x)$ на D :

$$S(x) \rightarrow \min$$

при условии $g_i(x) \leq 0, i = 1, \dots, k; g_i(x) = 0, i = k + 1, \dots, m; x \in D$.

При этом $S(x)$ является целевой функцией, D — пространство проектирования (пределы изменения управляемых параметров), любой элемент x из множества D — управляемые параметры, $g_i(x) \leq 0$ — ограничения-неравенства, $g_i(x) = 0$ — ограничения-равенства, оба эти условия — *функциональные ограничения* на изменение управляемых параметров, условия $x \in D$ — *прямые ограничения*.

В зависимости от вида ограничений на управляемые параметры различают задачи *безусловной оптимизации*, когда отсутствуют функциональные и прямые ограничения, и задачи *условной оптимизации*, когда должны выполняться только ограничения-равенства и задачи *математического программирования*, когда рассматриваются различные ограничения, в том числе ограничения-неравенства. Таким образом, задача оптимизации является частным случаем задачи математического программирования, когда ограничения-неравенства и прямые ограничения не рассматриваются.

Общих математических методов нахождения экстремумов функций любого вида при наличии произвольных ограничений не существует.

Однако в случае, когда целевая функция и ограничения обладают определенными свойствами, ее минимум находят специальными методами. Например, если целевая функция линейна при линейных ограничениях любого вида, ее минимум находят с помощью специального математического аппарата, называемого линейным программированием. При квадратичной целевой функции и линейных ограничениях используют математические методы, называемые квадратичным программированием. Если линейны только ограничения-неравенства, а целевая функция и ограничения-равенства выпуклы, т. е. такие функции, что любая точка произвольной хорды их графика располагается не ниже соответствующей точки самого графика (рис. 9.71), то минимум находят методами *выпуклого программирования**

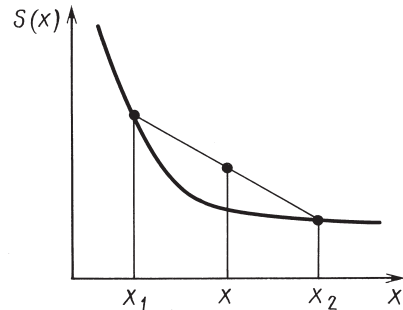


Рис. 9.71. Выпуклая функция

Свойства выпуклых функций имеют важное значение не только в теории, но и в численных методах оптимизации. Дело в том, что большинство существующих численных методов позволяет находить лишь локальный оптимум. Для выпуклой функции определение локального оптимума автоматически означает определение глобального оптимума.

Когда хотя бы один из управляемых параметров (x) принимает дискретные значения, задачу математического программирования решают методами *дискретного программирования*. Если x принимает дискретные значения, состоящие только из целых чисел, задачу решают методами *целочисленного программирования*. Такие задачи возникают, например при оптимизации структуры автоматической линии и в других подобных случаях, когда управляемый параметр может принимать только такие значения, которые равны целому числу.

Динамическое программирование представляет особый математический метод, позволяющий найти оптимальное решение за несколько шагов. При этом целевая функция в начальный момент времени характеризуется некоторым числом. В каждый последующий момент времени изменяются управляемые параметры, в результате чего целевая функция изменяет свое значение. При этом изменения управляемых параметров должны удовлетворять как исходным ограничениям, так и ограничениям, возникающим в процессе поиска оптимального решения. Изменения целевой функции на каждом шаге решения складываются в оптимальное решение задачи. Последовательность допустимых изменений управляемых параметров на отдельных шагах называется *политикой*. Таким

* Существует раздел математики, называемый выпуклым анализом, в котором изучаются свойства выпуклых множеств и выпуклых функций. Очевидно, что функция $S(x) = e^x$ выпукла. Так называемые вогнутые функции, например $S(x) = \ln(x)$, преобразуются в выпуклые функции умножением на -1 . Признаком выпуклых функций является неравенство

$$S(\alpha x_1 + (1 - \alpha)x_2) \leq \alpha S(x_1) + (1 - \alpha)S(x_2), \text{ где } 0 \leq \alpha \leq 1.$$

Если неравенство выполняется как строгое, то функция $S(x)$ называется строго выпуклой. Функция $S(x) = \sqrt{x^2}$ — выпукла, а $S(x) = x^2$ строго выпукла. Линейная функция одновременно выпукла и вогнута.

образом, задачей динамического программирования является нахождение среди всех «политик» такой, которая обеспечивает оптимальные значения целевой функции на каждом отдельном шаге решения задачи.

В задаче *стохастического программирования* целевая функция и ограничения зависят от случайных параметров. При этом и целевая функция, и функции-ограничения при любом фиксированном значении управляемых параметров являются случайными величинами. Методы решения таких задач существенно зависят от вида задачи и функций распределения случайных величин, определяющих целевую функцию. При определенных условиях удается построить детерминированную задачу оптимизации, эквивалентную исходной. Если такое представление невозможно, используют методы, основанные на информации о распределениях случайных параметров задачи.

9.8. Динамика станков

Увеличение мощности, быстроходности и точности современных станков, как и других машин, приводит к возрастанию роли колебаний при их работе и росту динамической нагруженности элементов. Для принятия обоснованных конструктивных решений в такой ситуации необходимо понимание сущности и учет динамических явлений, происходящих при работе станка. Только в этом случае можно обеспечить требуемые функциональные характеристики станка, его надежность и долговечность, а также необходимое качество продукции.

Динамика станков — раздел прикладной науки о станках, который изучает системы (конструкции и процессы) *при действии на них нагрузок, изменяющихся во времени*. Примерами таких нагрузок могут быть:

- составляющие силы резания (особенно при изменении припуска или врезании инструмента);
- периодические силы, связанные с неуравновешенностью вращающихся масс;
- силы, возникающие при пусках, торможении или реверсах;
- силы, вызванные кинематическими погрешностями элементов (дорожек качения подшипников, ошибок шага и профиля зубчатых колес и т.п.);
- силы, вызванные колебаниями оснований (для прецизионных станков).

В результате действия этих сил в станке возникают *вынужденные колебания*.

К динамике также относят изучение *свободных колебаний*, т.е. постепенно затухающих колебаний элементов конструкции после прекращения действия силы (например, при исследовании точности позиционирования подвижных узлов).

Основы динамики станков были заложены в работах В.А. Кудинова, который определил динамическую систему станка как совокупность упругой системы (станка, приспособления, инструмента, обрабатываемой детали) и рабочих процессов (резания, трения, процессов в двигателях) в их взаимодействии. Им показана важная особенность динамической системы станка — ее естественная замкнутость через рабочие процессы. Такое представление системы станка является фундаментальным в динамике станков.

Поэтому еще одним, очень важным разделом динамики станков является *анализ запаса устойчивости* движения системы станка как замкнутой и энер-

гетически активной (содержащей источник движения). Потеря системой станка устойчивости проявляется как появление вибраций при резании или перемещении узла при отсутствии внешнего воздействия колебательного характера.

9.8.1. Динамическая система станка

Представление о динамической системе станка может дать простой пример. При растачивании длинной борштангой отверстия на алмазно-расточном станке можно обоснованно предположить, что в балансе податливости его упругой системы по нормали к поверхности обработки доминирует податливость борштанги. Это дает основание в качестве модели упругой системы принять простую колебательную систему с одной степенью свободы в направлении оси Y (рис. 9.72).

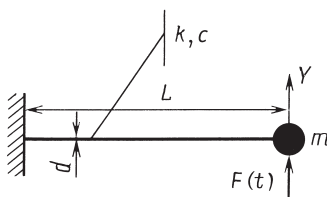


Рис. 9.72. Модель упругой системы борштанги

Внешним воздействием на упругую систему (УС) является силовое воздействие $F_y(t)$ со стороны процесса резания, изменяющееся во времени вследствие изменения припуска (врезание, колебание припуска). На рис. 9.72 показаны основные параметры упругой системы: m — приведенная к точке резания масса борштанги; k, c — приведенные коэффициенты жесткости и демпфирования упругой системы.

Определить коэффициент k статической жесткости упругой системы в данном случае можно не только расчетным путем, но и экспериментально, нагружая борштангу в точке резания силой в направлении оси Y и измеряя соответствующие этой силе упругие деформации. Например, для алмазно-расточной головки АР-23 с борштангой $d = 50$ мм и $L = 342$ мм этот коэффициент оказался равным $k = 1800$ Н/мм.

При расточке также было определено значение низшей собственной частоты колебаний консольной борштанги для данного случая. Оно оказалось равным $f = 212...215$ Гц или $\omega = 2\pi f = 1330...1350$ рад/с. Декремент затухания колебаний борштанги $\lambda = 0,2$.

Это дало возможность рассчитать сначала приведенную массу m , а затем коэффициент демпфирования h рассматриваемой системы с одной степенью свободы:

$$m = k/\omega^2 = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{мм};$$

$$c = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{km} = 0,2 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{мм}.$$

Приняв в качестве переменной состояния системы отклонение Y точки резания по нормали к обрабатываемой поверхности, получим уравнения движения упругой системы

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F(t). \quad (9.53)$$

Изменение силы резания $F(t)$ будем считать пропорциональным изменению фактической глубины резания $(y_t - y)$ с коэффициентом пропорциональности k_p (характеристика процесса резания):

$$F(t) = k_p(y_t - y). \quad (9.54)$$

Преобразуем уравнения (9.53) и (9.54) и объединим в систему:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y} &= \frac{1}{m}[-c\dot{y} - ky + F(t)]; \\ F(t) &= k_p(y_t - y). \end{aligned} \right\} \quad (9.55)$$

Анализ полученной системы удобно проводить с помощью пакета Simulink, входящего в состав программного комплекса MATLAB и специально предназначенного для моделирования линейных и нелинейных динамических систем. Для построения функциональной блок-схемы системы используем уравнения (9.55), библиотеку блочных компонентов и редактор блок-схем, входящие в состав Simulink. Блок-схема должна быть эквивалентна математической модели (9.80) системы и отражать замкнутость последней.

На рис. 9.73, а приведена блок-схема замкнутой динамической системы алмазно-расточной головки (АРГ), реализованная средствами Simulink. Она включает в себя упругую систему АРГ (Subsystem) и процесс резания (КР). На входе системы (Input Point) происходит изменение глубины резания y_t , например при врезании (Step), а на выходе (Output Point) с помощью осциллографа фиксируется y — величина относительного перемещения инструмента по нормали к поверхности резания.

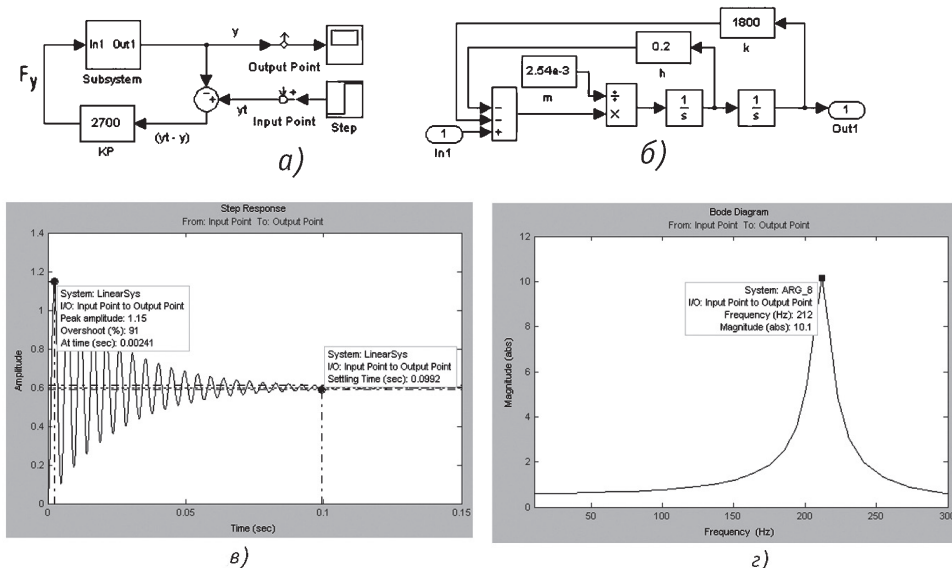


Рис. 9.73. Блок-схема замкнутой динамической (а) и упругой (б) системы алмазно-расточной головки, переходный процесс (в) и АЧХ (г)

На рис. 9.73, б отдельно показана блок-схема упругой системы АРГ, соответствующая первому уравнению системы (9.53) и блоку Subsystem на рис. 9.73, а. В соответствующие блоки схемы введены значения параметров динамической системы АРГ (m, k, c, k_p), смысл которых был пояснен выше.

На вход In1 упругой системы поступает сигнал $F(t)$ от процесса резания, на выходе Out1 имеем y — относительные перемещения инструмента и заготовки.

Блоки $1/s$ соответствуют интеграторам, смысл остальных блоков — достаточно ясен из схемы.

На рис. 9.73, в показан график переходного процесса на выходе динамической системы АРГ, получившийся при ступенчатом изменении глубины резания на входе. График позволяет оценить: 1) установившееся значение коэффициента передачи для замкнутой системы $k_{\text{замкн}} = y/y_t = 0,6$; 2) перерегулирование, достигающее в момент врезания 91%, и 3) время завершения переходного процесса в системе 0,0992 с.

На рис. 9.73, г приведена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) замкнутой системы

$$|W_{\text{замкн}}(i\omega)| = \frac{y(i\omega)}{y_t(i\omega)}$$

по изменению припуска. На собственной частоте 212 Гц системы наблюдается значительный пик АЧХ, достигающий значения 10,1 (безразмерная величина).

Изменяя параметры m, k, c упругой системы или характеристику k_p процесса резания, можно влиять на переходную и частотную характеристики замкнутой динамической системы станка, добиваясь требуемых показателей ее качества (в частности, уменьшения отклонений положения исполнительных органов станка при внешних воздействиях и увеличения запаса устойчивости).

Рассмотренный пример, являясь очень простым, тем не менее дает некоторое представление о динамической системе станка и задачах, которыми занимается динамика станков.

9.8.2. Упругая система станка

В компетенцию динамики станков входит не только изучение поведения станка в целом. Значительное место занимает также исследование динамики его подсистем (несущей конструкции, приводов главного движения и подач, механизмов вспомогательных движений станков) и, наконец, рабочих процессов (резания и трения).

Так как реальные упругие системы станков обычно значительно сложнее рассмотренной выше одномассовой системы, при их анализе удобнее использовать матричную запись уравнений движения.

Для решения перечисленных выше задач в динамике станков существует три разновидности анализа:

- 1) модальный анализ (анализ собственных значений системы);
- 2) анализ переходных процессов и вынужденных колебаний системы;
- 3) частотный (гармонический) анализ и устойчивость.

Все они базируются на некотором общем уравнении движения упругой системы станка:

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + [\mathbf{C}]\{\dot{\mathbf{u}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{F}(\mathbf{t})\}, \quad (9.56)$$

где $[\mathbf{M}]$ — $(n \times n)$ -матрица масс системы (инерционная матрица); $[\mathbf{C}]$ — $(n \times n)$ -матрица демпфирования системы; $[\mathbf{K}]$ — $(n \times n)$ -матрица жесткости системы; $\{\mathbf{u}\}$ — n -мерный вектор узловых перемещений (n обобщенных координат системы); $\{\dot{\mathbf{u}}\}$ — n -мерный вектор узловых скоростей; $\{\ddot{\mathbf{u}}\}$ — n -мерный вектор узловых ускорений; $\{\mathbf{F}(\mathbf{t})\}$ — n -мерный вектор внешних воздействий на систему (функция времени).

Уравнение (9.56) получено на основе закона Ньютона, в соответствии с которым сумма сил, действующих на систему в узловых точках (точках, движение которых описывает поведение системы), равна нулю. В данном случае здесь показана сумма сил инерции $[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{u}}\}$, сил демпфирования (трения) $[\mathbf{C}]\{\dot{\mathbf{u}}\}$, сил упругости $[\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\}$ и внешних сил $\{\mathbf{F}(\mathbf{t})\}$. Зависимость сил трения $[\mathbf{C}]\{\dot{\mathbf{u}}\}$ от смещения или скорости, как в данном случае, определяется физической природой трения. Наиболее простым случаем является так называемое вязкое трение, когда сила трения пропорциональна скорости.

Уравнение (9.56) соответствует общему случаю математического описания динамической системы. Отличия определяет расчетная схема системы, разрабатываемая расчетчиком с учетом конкретной ситуации. Выбирая расчетную схему, он стремится, с одной стороны, к возможно более адекватному отображению в ней особенностей конструкции станка, а с другой — к допустимому упрощению математического описания его динамики. В зависимости от подробности схематизации конструкции с помощью выбранных элементов изменяется количество узловых точек схемы и число n степеней свободы системы. Это определяет размерность n и структуру матриц уравнения (9.56).

В динамике принято составлять уравнения движения в отклонениях. Поэтому узловые перемещения, а также их производные по времени — скорости $\{\dot{\mathbf{u}}\}$ и ускорения $\{\ddot{\mathbf{u}}\}$ понимаются здесь как отклонения от их значений, соответствующих установившемуся состоянию системы (покою или равномерному движению).

Матрицы $[\mathbf{M}]$ и $[\mathbf{K}]$ системы могут быть представлены в общем виде как

$$[\mathbf{M}] = \sum_{i=1}^{NE} [\mathbf{M}_i^e] \quad \text{и} \quad [\mathbf{K}] = \sum_{i=1}^{NE} [\mathbf{K}_i^e], \quad (9.57)$$

где NE — число элементов; $[\mathbf{M}_i^e]$ и $[\mathbf{K}_i^e]$ — соответственно матрицы масс и жесткостей отдельных элементов.

Расположение матриц отдельных элементов внутри матриц системы зависит от выбранной расчетной схемы (геометрической модели) конструкции. В зависимости от цели расчета и рассматриваемого частотного диапазона при ее разработке может быть принята различная степень детализации конструкции. При детальном анализе расчетная схема для динамических расчетов может содержать несколько тысяч конечных элементов. В других случаях она может быть принята достаточно простой. Например, при расчетах пассивной виброизоляции станков, когда анализ проводят в низкочастотном диапазоне, расчетная схема станка может быть 2-, 3-массовой; при анализе виброустойчивости алмазно-

расточного станка с длинной борштангой схема упругой системы может быть даже одностепенной и т.п.

Известны и применяются для динамических расчетов в основном два подхода к разработке расчетных схем реальных конструкций станков и их узлов.

9.8.2.1. Схемы на основе замены элементов конструкций стержнями и массивами

К стержням относят элементы, у которых один из размеров заметно превышает два других: стойки, станины, поперечины, консоли, шпиндели и т.п. Их заменяют стержневыми конечными элементами (КЭ) с эквивалентными геометрическими характеристиками (S_i ; J_i) поперечных сечений. Детали, собственными деформациями которых можно пренебречь по сравнению с контактными деформациями в стыках, рассматривают как абсолютно жесткие массивы. Стыки моделируют дискретными пружинами.

На рис. 9.74, а, как пример такого подхода, показана стержневая расчетная модель стойки фрезерного станка. Она состоит из четырех элементов 1, 2, 3 и 4, разделенных узловыми точками. Площадь S_i и геометрический момент инерции J_i поперечного сечения всех элементов стойки различны, так как отражают изменение этих характеристик по ее высоте; влияние окон, ребер и т.п. учитывают введением различных поправочных коэффициентов. Массу стойки считают распределенной по длине ее элементов.

Нижний узел стержневой модели стойки через пружины, имитирующие стык в общей схеме станка, соединяет стойку с основанием, а в остальных узловых точках стойка упруго соединяется с направляющими шпиндельной бабки.

Такой подход менее трудоемок, но позволяет учитывать, как правило, лишь общие деформации элементов конструкции, такие, как изгиб, кручение, сдвиг. Поэтому, если в конструкции заранее не предусмотрены меры, обеспечивающие жесткость контура поперечных сечений корпусных деталей и уменьшающие их местные деформации, результаты моделирования могут сильно отличаться от реальных.

9.8.2.2. Схемы на основе твердотельных и оболочковых конечных элементов

Как и в предыдущем случае, моделирование начинается с построения расчетной схемы всего объекта целиком на основе его компоновки (будь то целый станок или его узел, например, шпиндельный). Затем на основе чертежей создают геометрически точные модели узлов, из которых состоит объект моделирования, последовательно пристраивая их друг к другу. Геометрические модели узлов строят в виде 3-мерных изображений с использованием, например, таких программных пакетов, как Pro/ENGINEER или Solid Works.

Построенные таким образом модели передаются в программный пакет ANSYS, где разбиваются сеткой конечных элементов. На рис. 9.74, б, как при-

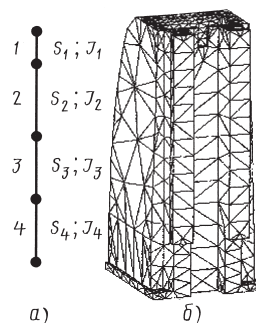


Рис. 9.74. Стержневая (а) и пластинчатая (б) расчетные модели стойки фрезерного станка

мер, показана расчетная схема той же стойки. В данном случае в модели стойки были использованы так называемые твердотельные элементы (типа SOLID). Опыт Ульяновского ЗТС показал, что моделирование может быть более эффективным при использовании так называемых оболочковых элементов (типа SHELL). Если конструкция объекта моделирования позволяет использовать такие элементы (стенки корпусных деталей не должны быть слишком толстыми по сравнению с их габаритами), то их применение позволяет сократить время расчета даже при увеличении детализации модели.

Сопоставляя оба подхода к моделированию упругих систем, можно отметить, что первый из них получил более широкое распространение благодаря меньшей трудоемкости динамического расчета. Дополнительным аргументом в пользу первого подхода, кроме того, является отсутствие на сегодняшний день достаточно совершенных методик учета жесткости стыков в обоих случаях.

9.8.3. Демпфирование

При определении матрицы демпфирования $[H]$ для таких механических систем, как станки, часто учитывают лишь демпфирование в соединениях (конструкционное демпфирование), пренебрегая внутренним трением в материале деталей станка (так принято, например, в программе ANSYS). При этом

$$[C] = \beta[K], \quad (9.58)$$

где β — константа, характеризующая демпфирование в соединениях.

Тогда для системы с одной степенью свободы матрица демпфирования выражается в коэффициент демпфирования

$$c = \beta k = \frac{\psi k}{2\pi\omega_0} = \frac{\psi}{2\pi} \sqrt{km}, \quad (9.59)$$

где $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ — собственная частота системы; ψ — коэффициент поглощения, определяемый экспериментально для подобных соединений.

В случае системы с большим числом степеней свободы коэффициент β для выражения (9.58) будет выглядеть так:

$$\beta = \frac{\psi_k}{2\pi\omega_k} = \frac{2\xi_k}{\omega_k}, \quad (9.60)$$

где ω_k — k -я собственная частота системы; ψ_k — коэффициент поглощения того соединения, которое в основном работает на k -й собственной частоте; ξ_k — модальный коэффициент демпфирования.

В этом случае учет демпфирования осуществляется в основном вблизи резонансов, когда колебания на одной частоте преобладают, но это как раз и требуется, так как вдали от резонансов влияние демпфирования значительно слабее и его можно не учитывать.

Более точный учет демпфирования будет показан ниже [см. выражение (9.65)].

9.8.4. Модальный анализ

Модальный анализ используется, чтобы определить собственные частоты и формы колебаний системы на этих частотах. При этом предполагается, что система совершает свободные колебания ($\{\mathbf{F}(t)\} = \{0\}$), а демпфирование — отсутствует ($[\mathbf{H}] = [0]$), так как его влияние на перечисленные выше характеристики незначительно.

Модальный анализ обычно предшествует остальным типам анализа. Причина в том, что результаты модального анализа дают информацию (например, о собственных частотах), которую полезно знать заранее при проведении других типов анализа.

Исходное уравнение при проведении модального анализа

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} = 0. \quad (9.61)$$

Для линейных систем можно ожидать, что $\{\mathbf{u}\}$ будут гармоническими колебаниями с частотой ω :

$$\{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{u}_0\} \cos \omega t. \quad (9.62)$$

Подставив уравнение (9.62) в уравнение (9.61), получим

$$(-\omega^2[\mathbf{M}] + [\mathbf{K}])\{\mathbf{u}_0\} = \{0\}. \quad (9.63)$$

Такая система уравнений имеет нетривиальное решение лишь в случае, если ее определитель равен нулю:

$$|[\mathbf{K}] - \lambda[\mathbf{M}]|, \text{ где } \lambda = \omega^2. \quad (9.64)$$

Число корней λ_i уравнения (9.64), называемого *частотным*, равно числу n степеней свободы системы. Эти корни называются *собственными значениями системы*. Упорядоченная совокупность положительных значений $\omega_i = \sqrt{\lambda_i}$ представляет собой *спектр собственных частот системы*. Вместо круговых частот ω_i (рад/с) на практике чаще используют значения *собственных частот* $f_i = \omega_i / 2\pi$ (Гц).

Каждому значению ω_i (или f_i) соответствует n -мерный собственный вектор $\{\mathbf{v}\}$, характеризующий *собственную форму колебаний системы* на этой частоте. Собственные формы колебаний определяются из однородной системы уравнений (9.63) после подстановки в нее собственных значений ω^2 и образуют так называемую *модальную матрицу* V .

На практике для вычисления собственных значений изучаемых систем или их элементов используют различное программное обеспечение. Например, в системе инженерных расчетов MATLAB для этой цели предусмотрена специальная функция *eig*.

Рассмотрим применение функции *eig* для вычисления собственных частот и форм колебаний на примере такого распространенного элемента станков, как консольная балка, жестко закрепленная левым концом. В некоторых случаях с помощью консольной балки переменного сечения могут быть схематизированы элементы реальных станков.

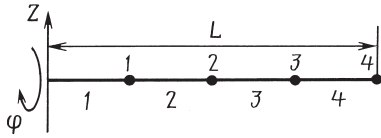


Рис. 9.75. Расчетная схема консольной балки

Расчетная схема консольной балки показана на рис. 9.75. Балка длиной $L = 40$ см и диаметром $d = 4$ см была разбита на четыре равных элемента (по $l = 10$ см). Точка заделки считалась неподвижной. Узловые точки 1—4 имели по две степени свободы каждая (z , φ).

Таким образом, общее число степеней свободы системы $n = 8$. Модуль упругости материала $E = 2,1 \cdot 10^6$ даН/см², плотность $\rho = 8 \cdot 10^{-4}$ даН с²/см⁴.

Рассматривались вертикальные колебания (по оси Z) балки в плоскости XOZ .

После формирования $(n \times n)$ -матриц инерции M и жесткости K для консольной балки можно использовать программу для решения основной задачи.

Определяется динамическая матрица DM системы:

$DM = \text{inv}(M) \cdot K;$ (использована функция inv обращения матрицы)

$\text{disp}(DM)$ (вывод динамической матрицы на экран),

а затем — рассчитывается вектор собственных значений DD и матрицы собственных векторов R :

$[R, DD] = \text{eig}(DM, 'nobalance');$ (использована функция eig).

Затем из матрицы DD определяются собственные частоты SF :

$SF = \text{zeros}(1, \text{tt});$ (обнуление вектора SF)

for $kf = 1:1:\text{tt}$ (расчет собственных частот в цикле)

$SF(kf) = \text{abs}(\text{sqrt}(DD(kf, kf)))/6.28;$

end

вывод на экран собственных частот SF :

$\text{disp}('Собственные частоты f, Гц')$

$\text{disp}(SF)$ (вывод вектора SF на экран).

Собственные частоты f , Гц (показаны четыре низшие частоты):

f_1	f_2	f_3	f_4
182	1139	3211	6334

(теоретические значения равны: 181,5 1138 3184 6240).

Заключительная часть программы прореживает матрицу собственных векторов R , оставляя только те из них, которые относятся к смещению узловых точек балки по оси Z :

$V = \text{zeros}(u, \text{tt});$ (обнуление матрицы V)

$V = R(1:2:\text{tt}, \text{tt}-1:1);$ (прореживание и изменение матрицы R)

$\text{disp}('Формы колебаний(z — по столбцам)')$

$\text{disp}(V)$ (вывод матрицы V на экран).

Формы колебаний (z — по столбцам; показаны четыре низшие формы)

точки	f_1	f_2	f_3	f_4
1	0.0973	0.4173	-0.7265	-0.7175
2	0.3395	0.7138	-0.0220	0.7404
3	0.6577	0.1351	0.5841	-0.6383
4	1.0000	-1.0000	-1.0000	1.0000

Формы колебаний f_i консольной балки для 4 низших собственных частот (общая длина балки 40 см; ее узловые точки расположены через 10 см по оси абсцисс) приведены на рис. 9.76.

Хорошо видно, что характер колебаний балки на каждой из собственных частот различен. С ростом номера частоты форма колебаний обычно становится все более сложной.

При проектировании конструкций, подверженных внешним воздействиям колебательного характера, необходимо проводить расчет собственных значений во избежание совпадения частот возмущений с частотами собственных колебаний (резонанса). Допускать работу конструкции в условиях резонанса нельзя, так как при этом амплитуды колебаний, следовательно, и напряжения в ее элементах, могут оказаться весьма большими. Формы колебаний дают представление о поведении конструкции на каждой из собственных частот, позволяя найти ее наиболее нагруженные элементы. В частности, для каждой из форм колебаний балки наибольшие напряжения возникают на участках, где наклон кривой наибольший.

Для реальных конструкций частотный диапазон внешних воздействий всегда ограничен сверху некоторой частотой $f_{\max}$. Обычно анализу подвергают лишь формы колебаний для собственных частот $f_i \leq f_{\max}$, число которых может оказаться значительно меньше числа степеней свободы n . Поэтому желательно еще до начала модального анализа получить представление о частотном диапазоне внешних воздействий на систему.

Результаты модального анализа позволяют решить еще одну важную для динамики задачу — более удобного учета демпфирования при динамических расчетах систем с большим числом степеней свободы.

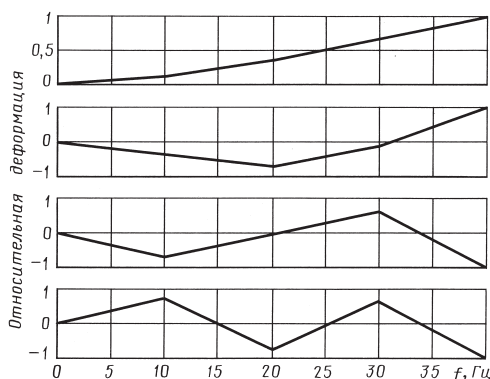


Рис. 9.76. Формы колебаний f_i консольной балки для четырех низших собственных частот

При динамических расчетах станков, которые обладают относительно небольшим демпфированием, часто считают возможным не учитывать его вдали от резонансных режимов. Однако при анализе колебаний вблизи от собственных частот системы демпфирование приобретает существенное значение и должно учитываться обязательно.

В литературе имеется достаточное количество экспериментальных данных о рассеянии энергии колебаний в соединениях для простых колебательных систем с одной степенью свободы (в первую очередь, это работы ЭНИМС, проведенные под руководством З.М. Левиной и Д.Н. Решетова еще в 70-х годах прошлого века). Метод модального анализа (нормальных форм колебаний), когда сложную колебательную систему удается представить в виде несвязанных одномассовых систем, позволяет использовать эту информацию при динамических расчетах.

Модальная матрица $[V]$, найденная при решении задачи о собственных значениях системы, позволяет перейти от исходных физических переменных $\{u\}$ в матричном уравнении

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (9.65)$$

к главным координатам

$$\{u\} = [V]\{\eta\}, \quad (9.66)$$

а затем, используя матрицу нормирующих коэффициентов $[M]^{-1}$, преобразовать исходную систему уравнений к виду

$$[I]\{\ddot{\eta}\} + \text{diag}[2\xi_k\omega_k]\{\dot{\eta}\} + \text{diag}[\omega_k^2]\{\eta\} = [V]^{-1}[M]^{-1}\{F(t)\}. \quad (9.67)$$

Уравнения (9.67) описывают систему в нормальных координатах. Так как все матрицы в левой части этого уравнения, включая единичную матрицу $[I]$, после проведенных преобразований стали диагональными, это свидетельствует о несвязанности колебаний по отдельным нормальным координатам.

Просматривая расчетные графики нормальных форм колебаний, каждая из которых соответствует системе с одной степенью свободы, как правило, можно установить, какой из элементов исходной системы в основном работает на этой форме колебаний и соответственно рассеивает энергию колебаний. Для этого элемента следует установить коэффициент поглощения ψ_k (из эксперимента или из литературных источников) и рассчитать значения коэффициента демпфирования $2\xi_k = \psi_k/2\pi$. Характер демпфирования, которому соответствуют принятые значения коэффициента $2\xi_k$, имеет большое практическое значение и называется демпфированием по формам колебаний.

После этого, при желании, можно определить матрицу демпфирования $[H]$ в исходных координатах, используя обратное преобразование следующего вида:

$$[C] = [M][V]\text{diag}[2\xi_k\omega_k][V]^{-1}. \quad (9.68)$$

Преобразование (9.68) особенно удобно тогда, когда во внимание принимаются не все собственные формы колебаний, а лишь низшие, лежащие в пределах заданного частотного диапазона. В этом случае допустимо оставлять в матрице $[V]$ лишь m столбцов (где $m < n$), соответствующих собственным частотам $\omega_k \leq \omega_{\max}$. При этом матрица $[V]$ имеет размер $n \times m$, а матрица $\text{diag}[2\xi_k\omega_k]$ размер $m \times m$.

Таким образом, используя экспериментальные данные о коэффициентах поглощения и результаты модального анализа, можно расчетным путем найти матрицу демпфирования.

9.8.5. Переходные процессы и вынужденные колебания системы

Этот вопрос рассмотрим на примере анализа динамики главного привода станка. Главный привод — колебательная система с несколькими степенями свободы, передающая крутящий момент от двигателя к шпинделю. Спектр возмущающих воздействий на привод очень разнообразен — это могут быть стационарные колебания, ступенчатые и импульсные воздействия. Несмотря на применение регулируемых электродвигателей, главный привод часто содержит ступенчатую коробку. Это приводит к тому, что один и тот же привод имеет несколько существенно различных динамических характеристик, каждая для своей кинематической цепи.

Как правило, типичная расчетная схема главного привода представляет собой цепную или разветвленную крутильную систему, состоящую из масс с моментами инерции Θ_k и упругих элементов с коэффициентами крутильной жесткости k_{k-1} , k_k . В роли упругих элементов выступают валы, соединения валов со ступицами зубчатых колес и муфт, сами муфты, зубчатые и ременные передачи и т. п. Все перечисленные элементы обладают способностью рассеивать энергию колебаний, демпфировать их. Поэтому при проведении динамических расчетов необходимо знать коэффициенты поглощения энергии колебаний для подобных элементов. Рассеяние энергии в материале деталей обычно не учитывают из-за его малости.

Расчетная схема включает в себя также электромагнитную связь между статором и ротором электродвигателя, обладающую свойствами упругости и демпфирования.

Первоначально построенная с учетом приведенных рекомендаций, схема не является удобной для моделирования, так как ее элементы вращаются с разными скоростями из-за наличия передач. Поэтому при моделировании все передачи стараются исключить, приведя упругие и инерционные элементы к одному валу. При приведении используют соотношения, основанные на сохранении кинетической и потенциальной энергий исходной и приведенной схем:

$$k_i^k = \frac{k_i}{p o_{n,k}^2}; \quad \theta_i^k = \frac{\theta_i}{p o_{n,k}^2}, \quad (9.69)$$

где k_i^k , θ_i^k — коэффициент жесткости i -го упругого элемента и момент инерции i -й массы, расположенных на n -м валу, после приведения к k -му валу; $p o_{n,k}$ — передаточное отношение между n -м и k -м валами*.

На рис. 9.77 показана приведенная к валу двигателя расчетная схема главного привода станка: k_{01} — коэффициент жесткости электромагнитного поля двигателя; k_{12} — коэффициент жесткости элементов привода от вала двигателя до ведущего колеса предшпиндельной передачи; k_{23} — коэффициент жесткости

* Только в этом примере передаточное отношение обозначено как $p o$, так как i — используется как индекс i -го элемента.

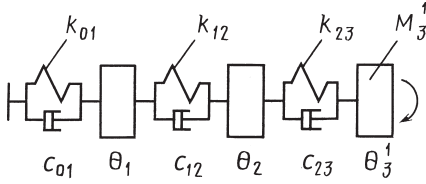


Рис. 9.77. Расчетная схема главного привода станка

зубчатого зацепления; $\theta_1, \theta_2, \theta_3^1$ — массовые моменты инерции ротора двигателя, блока с ведущим колесом и ведомого колеса со шпинделем.

На схеме также показаны коэффициенты демпфирования h_{01}, h_{12}, h_{23} и соответствующих участков привода.

Момент инерции θ_3^1 приведен к первому валу в соответствии с выражениями (9.69).

Система привода нагружена крутящим моментом $M_3^1 = M_3 \cdot p_0$, который со шпинделя приведен к первому валу ($p_0 = z_{\text{вщ}}/z_{\text{вм}}$; $z_{\text{вщ}}, z_{\text{вм}}$ — числа зубьев ведущего и ведомого колес предшпиндельной передачи).

Уравнения движения системы обычно записывают в отклонениях φ_1, φ_2 и φ_3 масс привода, сосредоточенных в узловых точках, от равномерного вращения вала:

$$\left. \begin{aligned} \theta_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{01} \dot{\varphi}_1 + c_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k_{01} \varphi_1 + k_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ \theta_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - k_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + k_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ \theta_3^1 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - k_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) &= M_3^1. \end{aligned} \right\} \quad (9.70)$$

Эти же уравнения можно записать в матричном виде; размерность матриц $\mathbf{n}$ определяется числом степеней свободы системы и в данном случае равна 3.

В ряде случаев, особенно при изучении динамики систем с сосредоточенными параметрами, целесообразно использовать описание в пространстве состояний:

$$\left. \begin{aligned} (\dot{X}) &= [\mathbf{A}](X) + [\mathbf{B}](U); \\ (Y) &= [\mathbf{C}](X) + [\mathbf{D}](U), \end{aligned} \right\} \quad (9.71)$$

где $(X) = \begin{pmatrix} (\varphi) \\ (\dot{\varphi}) \end{pmatrix}$ — $2\mathbf{n}$ -вектор состояния системы (для системы (9.70) $(\varphi) = \begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \end{pmatrix}$);

$(U) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ M_3^1 \end{pmatrix}$ — входной $\mathbf{n}$ -вектор внешних воздействий;

$(Y) = \begin{pmatrix} M_{01} \\ M_{12} \\ M_{23} \end{pmatrix}$ — выходной $\mathbf{n}$ -вектор (применительно к системе (9.70) это вектор

упругих моментов, действующих на соответствующих участках привода).

Первое из уравнений (9.71) является собственно уравнением состояния системы, второе — соотношением вход—состояние—выход.

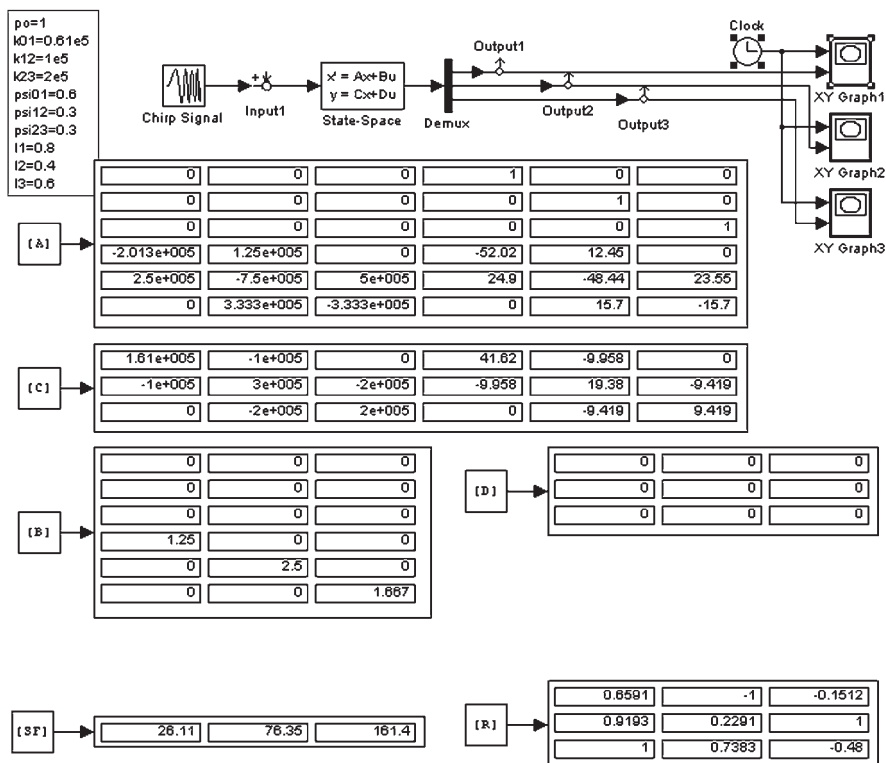


Рис. 9.78. Анализ динамики главного привода станка средствами Simulink

Сопоставляя уравнения (9.70) и (9.71) можно установить вид матриц [A], [B], [C], [D].

На рис. 9.78 показано решение сформулированной выше задачи анализа динамики главного привода станка средствами Simulink. Слева сверху приведены значения параметров расчетной схемы (рис. 9.77) — крутильные жесткости k , даН см/рад, моменты инерции θ , даН·см·с², коэффициенты поглощения $\psi(\psi_i)$ в элементах привода.

Система привода представлена своей функциональной блок-схемой, называемой S-моделью, которая допускает моделирование во временной и частотной областях. Для построения блок-схемы в Simulink имеется обширная библиотека блочных компонентов и удобный редактор блок-схем. Блок-схему строят в окне модели, перетаскивая туда компоненты из библиотеки и соединяя их друг с другом.

Блок-схема привода для нашей задачи показана в верхней части рис. 9.78. Центральное место в ней занимает блок State-Space с пиктограммой описания системы в пространстве состояний [см. уравнения (9.71)]. Для того чтобы можно было проанализировать поведение привода в частотной области при действии на шпиндель внешнего момента M_3^1 от процесса резания, на вход блока подадим сигнал от генератора нарастающей частоты (Chirp Signal). Этот генератор создает практически синусоидальные колебания, частота которых увеличивается до

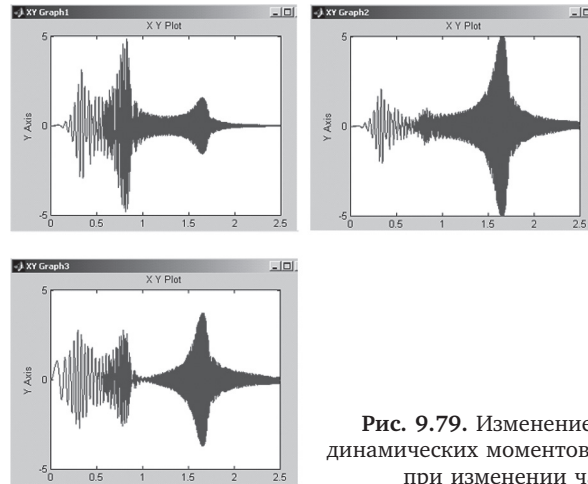


Рис. 9.79. Изменение амплитуд динамических моментов на шпинделе при изменении частоты

заданного значения в течение заданного промежутка времени. Частотный диапазон сигнала устанавливают в соответствии с реальными частотами возмущений на шпинделе, например от процесса фрезерования. В данном примере это 0...250 Гц (при единичной амплитуде сигнала и времени моделирования 2,5 с).

Выходной сигнал блока State-Space — это вектор ($\mathbf{Y}$) динамических моментов (см. выше). Поэтому перед их просмотром выходной сигнал с помощью блока Demux был разделен на составляющие, каждую из которых можно было просмотреть на соответствующем блоке XY-Graph.

В центре рис. 9.78 показаны матрицы уравнения (9.71) состояния системы, рассчитанные с помощью небольшой программы (m -файла) по исходным данным, приведенным на том же рисунке. Программа может использовать любые функции MATLABa, в частности, описанную выше функцию eig для определения собственных значений системы привода. Поэтому в нижней части рисунка приведены расчетные значения трех низших собственных частот системы привода и соответствующие им столбцы матрицы форм колебаний $[\mathbf{R}]$.

На рис. 9.79 показаны изменения амплитуд динамических моментов M_{01} , M_{12} и M_{23} от единичного момента M_3^1 на шпинделе при изменении частоты в диапазоне 0...250 Гц (на рис. 9.78 — блоки XY-Graph1, XY-Graph2, XY-Graph3).

На рис. 9.79 хорошо видны резонансы на собственных частотах 26, 76 и 161 Гц (масштаб по оси X 1:100), когда амплитуда колебаний упругих моментов M_{01} , M_{12} и M_{23} увеличивается до 5-кратного значения. На всех графиках просматриваются резонансы на этих частотах, однако уровень резонансных колебаний заметно различается на различных участках привода, позволяя оценить различие динамических нагрузок.

Блок-схема главного привода может быть подвергнута более глубокому анализу, если использовать для этого интерактивный обозреватель так называемых LTI-объектов (linear time-invariant). К этим объектам относятся, в частности, модели в пространстве состояний и передаточные функции. Пакет Simulink предоставляет широкий набор процедур, осуществляющих анализ динамических систем с самых различных точек зрения и, прежде всего, определение откликов

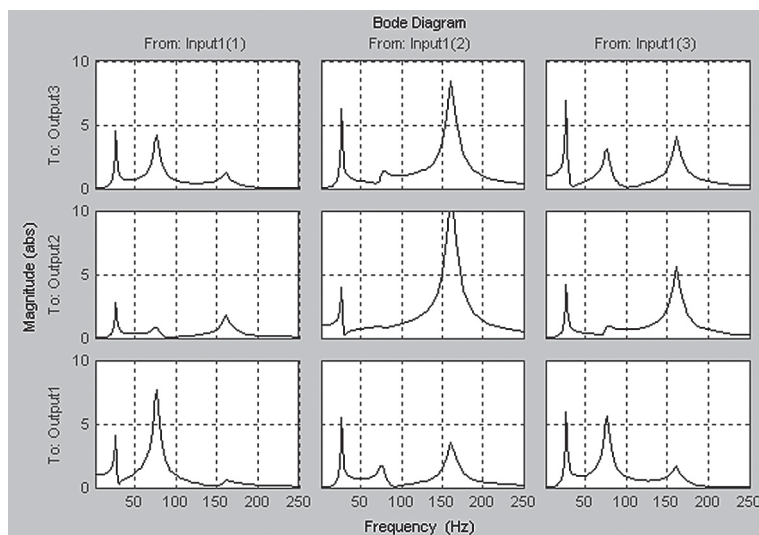


Рис. 9.80. 3×3-матрица амплитудно-частотных характеристик (АЧХ, Bode Diagram) привода

системы на внешние воздействия как во временной, так и в частотной области.

На рис. 9.80 показана построенная таким образом 3×3-матрица амплитудно-частотных характеристик (АЧХ, Bode Diagram) рассматриваемой системы привода. Для построения такой матрицы на блок-схеме системы в соответствующие места установлены точки входов и выходов (на рисунке это Input1(векторный вход) и три точки Output). Матрица содержит 9 АЧХ (от 3 входов к каждому из выходов) и позволяет анализировать влияние не только момента на шпинделе на колебания привода, но и возмущений на промежуточных входах (внешних моментов, приложенных к ведущему колесу или ротору электродвигателя). Правый столбец матрицы АЧХ (от третьего входа) соответствует полученным ранее частотным характеристикам системы (см. рис. 9.79).

9.8.6. Виброустойчивость динамических систем станков

Одной из задач динамики станков является оценка и анализ виброустойчивости динамической системы станка. Следуя сложившимся представлениям, будем понимать виброустойчивость как устойчивость системы станка при резании, что равносильно отсутствию автоколебаний при обработке. Только в этом случае можно обеспечить высокую точность и производительность обработки. В этом смысле виброустойчивость является важнейшим показателем динамического качества станков, а ее оценка занимает такое же место при проектировании, как расчеты на жесткость и прочностные расчеты.

Базовым положением расчета виброустойчивости станка является введенное В.А. Кудиновым представление о замкнутости его динамической системы, которая включает в себя, помимо упругой системы станка, ряд рабочих процессов (резание, трение, процессы в двигателе).

При практическом решении технологических задач обработки деталей динамическую систему станка удобно рассматривать состоящей из эквивалентной

упругой системы — энергетически активной упругой системы с трением — и процесса резания. В таком виде динамическая система имеет вид, показанный на рис. 9.73, а, где она состоит из эквивалентной упругой системы (ЭУС; Subsystem) с одной степенью свободы и процесса резания, описываемого статической характеристикой k_p . Эти два элемента образуют замкнутую систему.

Для суждения об устойчивости замкнутых динамических систем в теории автоматического управления обычно используют частотный критерий Найквиста. Подобный подход можно использовать и для оценки устойчивости замкнутых систем станков.

Частотный критерий Найквиста позволяет судить об устойчивости замкнутой динамической системы по ее амплитудно-фазовой частотной характеристике (АФЧХ) в разомкнутом состоянии. Замкнутая динамическая система будет устойчива, если АФЧХ разомкнутой системы, полученной из этой замкнутой, не будет охватывать точку $(-1, j0)$ на комплексной плоскости.

Система, ранее показанная на рис. 9.73, а, является устойчивой, так как:

- а) АФЧХ упругой системы с одной степенью свободы не пересекает отрицательной части вещественной оси;
- б) статическая характеристика процесса резания, как вещественный коэффициент, только изменяет масштаб АФЧХ разомкнутой системы, не приводя к пересечению этой характеристикой отрицательной части вещественной оси.

Об устойчивости замкнутой системы (см. рис. 9.73, а) в этой ситуации свидетельствует также затухание колебаний на выходе системы (см. рис. 9.73, в) при ступенчатом изменении толщины срезаемого слоя металла (врезании).

Если вместо статической характеристики процесса резания использовать его динамическую характеристику, то появляется фазовый сдвиг между изменением толщины срезаемого слоя металла и изменением силы резания, и АФЧХ разомкнутой системы может пересекать вещественную ось в отрицательной области. Поэтому в такой ситуации вполне возможна потеря устойчивости замкнутой системой станка.

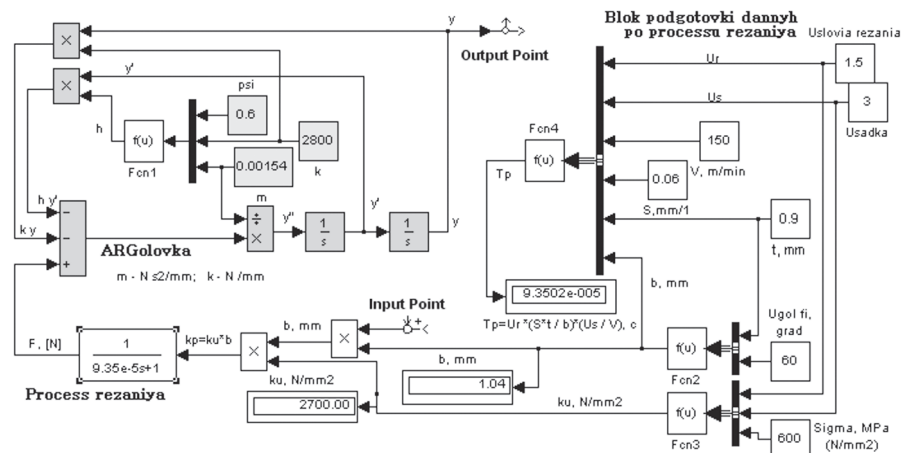


Рис. 9.81. Блок-схема модели алмазно-расточной головки с борштангой и динамической характеристикой процесса резания

На рис. 9.81 показана блок-схема модели, состоящей из алмазно-расточной головки с борштангой (наиболее податливого звена ЭУС станка) и динамической характеристики процесса резания, образующих разомкнутую систему, соответствующую замкнутой динамической системе алмазно-расточного станка.

Левую верхнюю часть рисунка занимает блок-схема алмазно-расточной головки. На вход сумматора поступают три сигнала, соответствующие трем членам первого уравнения ранее рассмотренной системы (9.55):

$$\ddot{y} = \frac{1}{m}[-c\dot{y} - ky + F(t)].$$

Затем в соответствии с тем же уравнением происходит деление полученной суммы на массу m и двойное интегрирование с получением выходного сигнала разомкнутой системы y (Output Point). Здесь же с учетом заданных параметров m , k и ψ головки через обратные связи происходит формирование входов сумматора.

Левую нижнюю часть рисунка занимает блок-схема динамической характеристики процесса резания. Использована предложенная В.А. Кудиновым форма характеристики, соответствующая апериодическому звену:

$$W_p = \frac{k_p}{T_p s + 1},$$

где k_p — статическая характеристика процесса резания; T_p — постоянная времени стружкообразования (формула для ее определения есть на схеме).

Статическую характеристику процесса резания k_p (или коэффициент жесткости резания) можно представить в виде произведения

$$k_p = k_y b = U_r U_s \sigma_b b,$$

где k_y — удельная сила резания на единицу площади среза, зависящая от обрабатываемого материала; σ_b — временное сопротивление обрабатываемого материала, Н/мм²; U_s — усадка стружки, зависящая от обрабатываемого материала, геометрии резца и условий резания. Для углеродистой стали эти величины составляют: $U_s = 2,5 \dots 6$; $k_y = 1600 \dots 3500$ Н/мм². Коэффициент U_r , зависящий от условий резания, всегда больше единицы и для нестационарного резания составляет $1,3 \dots 1,5$; b — ширина среза, мм ($b = t/\sin\varphi$; t — глубина резания; φ — главный угол в плане резца).

Постоянная времени стружкообразования

$$T_p = U_r a U_s / v,$$

где U_r — коэффициент условий резания; v — скорость резания, м/мин; толщина среза может быть рассчитана по формуле: $a = St/b$; S — подача, мм/об.

Приведенные выше формулы использованы в блоке подготовки данных по процессу резания (см. рис. 9.81) для случая тонкой расточки. В качестве исходных данных здесь использованы типовые значения режимов резания, соответствующие работе на алмазно-расточных станках: $v = 150$ м/мин, $S = 0,06$ мм/об. Глубина резания менялась в целях определения предельного значения, при котором система станка теряет устойчивость.

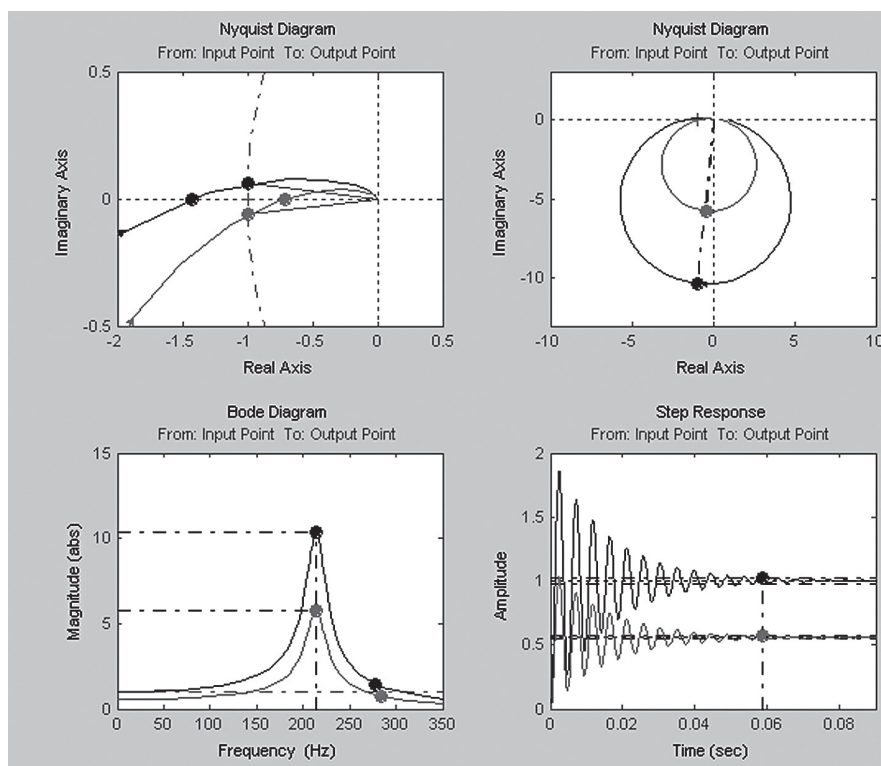


Рис. 9.82. Результаты оценки устойчивости системы при глубине резания:
 $t_1 = 0,9$ мм и $t_2 = 0,5$ мм

На рис. 9.82 показаны результаты оценки устойчивости системы при двух значениях глубины резания: $t_1 = 0,9$ мм и $t_2 = 0,5$ мм.

При расчетах использовался интерактивный обозреватель Simulink LTI Viewer, входящий в состав Simulink.

В верхней части рисунка показаны расчетные АФЧХ (Nyquist Diagram) разомкнутой системы алмазно-расточного станка при двух указанных выше глубинах резания. Справа приведены полные характеристики для частотного диапазона 0...350 Гц, слева — те их части (в увеличенном виде), которые соответствуют окрестностям точки $(-1, j0)$ на комплексной плоскости и позволяют судить об устойчивости замкнутой динамической системы станка.

Видно, что при $t_2 = 0,5$ мм АФЧХ разомкнутой системы имеет меньшие размеры и не охватывает точку $(-1, j0)$ на комплексной плоскости. Следовательно, по критерию Найквиста такая система станка устойчива. При $t_1 = 0,9$ мм АФЧХ разомкнутой системы увеличивается в размерах и, главное, ее высокочастотная часть уже охватывает точку $(-1, j0)$. Система является неустойчивой, и при обработке в ней возможно появление автоколебаний. Между этими двумя значениями t лежит предельное значение глубины резания (так называемая «предельная стружка»), соответствующая границе устойчивости замкнутой динамической системы станка.

На нижних графиках рис. 9.82 показаны:

- слева — амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) обеих разомкнутых систем, на нисходящих ветвях которых выделены точки, соответствующие пересечению с единичной окружностью в окрестностях точки $(-1, j0)$;
- справа — переходные характеристики разомкнутых систем при ступенчатом изменении ширины среза.

Обычно при экспериментальной оценке виброустойчивости станка строят так называемые графики границ устойчивости для типичных случаев обработки. Графики обычно строят в координатах «предельная стружка — скорость резания» при различных подачах. Графики позволяют достаточно объективно оценивать виброустойчивость станков. Проведение такого рода испытаний осуществляется на уже созданном станке. Если же речь идет о проектировании нового станка, то рассмотренная выше расчетная методика оценки устойчивости позволяет проводить не только сравнительный анализ вариантов конструкций, но и в ряде случаев оптимизацию их динамических характеристик.

Список литературы

1. **Аверьянов О.И.** Модульный принцип построения станков с ЧПУ. М.: Машиностроение, 1987. 232 с.
2. **Автоматизированные** смазочные системы и устройства / В.Я. Семенов, П.М. Курганский, В.И. Кузьмин и др. М.: Машиностроение, 1982. 176 с.
3. **Автоматизированное проектирование** машиностроительного гидропривода/под общ. ред. С.А. Ермакова. М.: Машиностроение, 1988. 312 с.
4. **Автоматическая загрузка** технологических машин: Справочник / под общ. ред. И.А. Колусова, И.С. Бляхерова, Г.М. Варьяш, А.А. Иванова и др. М.: Машиностроение, 1990. 400 с.
5. **Адаптивное управление** технологическими процессами / Ю.М. Соломенцев, В.Г. Митрофанов, С.П. Протопопов и др. М.: Машиностроение, 1980. 536 с.
6. **Александров А.Г.** Оптимальные и адаптивные системы. М.: Высшая школа, 1989.
7. **Алексеев А.В.** Сбор и переработка металлической стружки. М.: Машиностроение, 1980. 120 с.
8. **Андропов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э.** Теория колебаний. М.: Наука, 1981. 568 с.
9. **Андреев Г.И., Босинзон М.А., Кондрик А.И.** Электропривода главного движения металлорежущих станков с ЧПУ. М.: Машиностроение, 1980. 150 с.
10. **Байков В.Д., Вашкевич С.Н.** Решение траекторных задач в микропроцессорных системах ЧПУ / под. ред. В.Б. Смолова. Л.: Машиностроение, 1986. 106 с.
11. **Баничук Н.В.** Введение в оптимизацию конструкций. М.: Наука, 1986.
12. **Башта Г.М.** Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1973. 696 с.
13. **Беляев Н.М.** Сопротивление материалов. М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1953. 856 с.
14. **Бердический Е.Г.** Смазочно-охлаждающие технологические средства для обработки материалов: справочник. М.: Машиностроение, 1984. 224 с.
15. **Бушуев В.В.** Гидростатическая смазка в станках. М.: Машиностроение, 1989. 176 с.
16. **Бушуев В.В.** Основы конструирования станков: учеб. пособие. М.: Изд-во «Станкин», 1992. 520 с.

17. Вальков В.М. Контроль в ГАП. Л.: Машиностроение, 1986. 262 с.
18. Вейц В.Л., Васильков Д.В., Зубарев Ю.М. Динамика технологических систем: учеб. пособие: в 2 ч. Ч. 1. Прикладная теория механических колебаний. С.-Пб.: Изд-во ИМАШ, 2001. Ч. 2. Колебания в металлорежущих станках. С.-Пб.: Изд-во ИМАШ, 2002.
19. Власов С.Н., Позднеев Б.М., Черпаков Б.И. Транспортные и загрузочные устройства и робототехника. М.: Машиностроение, 1988. 144 с.
20. Волков Е.А. Численные методы. М.: Наука, 1982.
21. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков: Основы компоновки. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.
22. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972. 376 с.
23. Гаркунов Д.Н. Триботехника. М.: Машиностроение, 1985. 424 с.
24. Гибкие автоматизированные линии массового и крупносерийного производства / Черпаков Б.И., Земляной В.В., Феофанов А.М. и др. М.: Высшая школа, 1989. 112 с.
25. Гибкие производственные комплексы / Лещенко В.А., Киселев В.М., Куприянов Д.А. и др. / под ред. П.Н. Белянина и В.А. Лещенко. М.: Машиностроение, 1984. 384 с.
26. Гибкое автоматическое производство / под ред. С.А. Майорова, Г.В. Орловского, С.Н. Халкионова. Л.: Машиностроение, 1985. 454 с.
27. Грессем Н.С., Пауэлл Дж. У. Подшипники с газовой смазкой. М.: Мир, 1966.
28. Дерябин А.Л. Программирование технологических процессов для станков с ЧПУ: учеб. пособие для техникумов. М.: Машиностроение, 1984. 224 с.
29. Детали и механизмы металлорежущих станков / под ред. Д.Н. Решетова. Т. I, II. М.: Машиностроение, 1972. Т. I. 664 с.; Т. II. 520 с.
30. Динамические расчеты приводов машин / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура, А.М. Мартыненко. Л.: Машиностроение, 1971. 352 с.
31. Довбня Н.М., Кондратьев А.М., Юрьевич Е.И. Роботизированные технологические комплексы. Л.: Машиностроение, 1990. 303 с.
32. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 541 с.
33. Евстигнеев В.Н., Левина З.М. Оценка компоновок станков по критерию жесткости // Станки и инструмент. 1984. № 11. С. 6—8.
34. Единая система планово-предупредительного ремонта и рациональной эксплуатации оборудования машиностроительных предприятий. М.: Машиностроение, 1967. 591 с.
35. Ермаков Ю.М., Фролов Б.А. Металлорежущие станки. М.: Машиностроение, 1985. 320 с.
36. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. Л.: Машиностроение, 1986. 184 с.
37. Каминская В.В. Расчеты на виброустойчивость в станкостроении. М.: Машиностроение, 1985. 56 с.
38. Каминская В.В., Левина З.М., Решетов Д.Н. Станины и корпусные детали металлорежущих станков (расчет и конструирование). М.: Машгиз, 1960.
39. Каминская В.В., Решетов Д.Н. Фундаменты и установка металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1975. 208 с.

40. **Каневский И. А., Усов А. А.** Системы смазки агрегатных станков и автоматических линий. М.: НИИмаш, 1973. 64 с.
41. **Кламан Д.** Смазки и родственные продукты. Синтез. Свойства. Применение. Международные стандарты: пер. с англ. под ред. Ю.С. Заславского. М.: Химия, 1988. 488 с.
42. **Колка И. А., Кувшинский В. В.** Многооперационные станки. М.: Машиностроение, 1983. 135 с.
43. **Конструирование машин** / под ред. К.В. Фролова. Т. 2. М.: Машиностроение, 1994.
44. **Кордыш Л. М., Косовский В. Л.** Гибкие производственные модули. М.: Высшая школа, 1989. 111 с.
45. **Коровин Б. Г., Прокофьев Г. И., Рассудов Л. Н.** Системы программного управления промышленными установками и робототехническими комплексами: учеб. пособие. Л.: Энергоатомиздат, 1990. 352 с.
46. **Кочергин А. И.** Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие. М.: Высшая школа, 1991. 382 с.
47. **Краткий справочник металлиста** / под общ. ред. П.Н. Орлова, Е.А. Скорохова. М.: Машиностроение, 1987. 960 с.
48. **Кудинов В. А.** Динамика станка. М.: Машиностроение, 1967. 360 с.
49. **Кузнецов В. Г.** Приводы станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1983. 248 с.
50. **Кузнецов Ю. И., Маслов А. Р., Байков А. Н.** Оснастка для станков с ЧПУ: справочник. М.: Машиностроение, 1990. 510 с.
51. **Лебедев А. М., Орлова Р. Т., Пальцев А. В.** Следящие электроприводы станков с ЧПУ. М.: Энергоатомиздат, 1988. 233 с.
52. **Левин А. И.** Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. М.: Машиностроение, 1978. 184 с.
53. **Левина З. М.** Методы автоматизированного расчета шпиндельных узлов и несущих систем станков как средство обеспечения их точности. М.: ЭНИМС, 1996. 68 с.
54. **Левина З. М., Решетов Д. Н.** Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.
55. **Лещенко В. А.** Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1975. 288 с.
56. **Лучин Г. А., Пешти Ю. В., Снопов А. И.** Газовые опоры турбомашин. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
57. **Марголит Р. Б.** Наладка станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1983. 253 с.
58. **Машиностроение. Энциклопедия** / ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. Т. IV-7. Металлорежущие станки и деревообрабатывающее оборудование / Б.И. Черпаков, О.И. Аверьянов, Г.А. Адоян и др. / под ред. Б.И. Черпакова, 1999. 863 с.
59. **Металлорежущие станки** / под ред. В.Э. Пуша. М.: Машиностроение, 1985. 576 с.
60. **Металлорежущие станки и автоматы** / Проников А.С., Камышный Н.И.,

- Волчкевич Л.И. и др. / под ред. А.С. Проникова. М.: Машиностроение, 1981. 479 с.
61. **Михайлов О.П.** Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов: учебник. М.: Машиностроение, 1990. 304 с.
62. **Михайлов О.П.** Динамика электромеханического привода металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1989. 224 с.
63. **Многоцелевые системы** ЧПУ гибкой механообработкой / Алексеев В.П., Воржев В.Г., Гырдымов Т.П. и др. / под общ. ред. проф. В.Г. Колосова. Л.: Машиностроение, 1984. 224 с.
64. **Модзелевский А.А., Соловьев А.В., Лонг В.А.** Многооперационные станки. М.: Машиностроение, 1981. 215 с.
65. **Невельсон М.С.** Автоматическое управление точностью обработки на металлорежущих станках. Л.: Машиностроение, 1982. 184 с.
66. **Опитц Г.** Современная техника производства: пер. с нем. М.: Машиностроение, 1975. 275 с.
67. **Опоры** скольжения с газовой смазкой/ под ред. С.А. Шейнберга. М.: Машиностроение, 1979. 336 с.
68. **Пановко Я.Г., Губанова Н.И.** Устойчивость и колебания упругих систем. М.: Наука, 1987. 352 с.
69. **Пинегин С.В., Орлов А.В., Табачиков Ю.Б.** Прецизионные опоры качения и опоры с газовой смазкой. М.: Машиностроение, 1984. 216 с.
70. **Польцер Г., Майонер Ф.** Основы трения и изнашивания. М.: Машиностроение, 1984. 264 с.
71. **Программное** управление станками и промышленными роботами / Косовский В.Л., Козырев Ю.Г., Ковшов А.Н. и др. М.: Высшая школа, 1988. 287 с.
72. **Проектирование** металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник: в 3 т. Т. 1: Проектирование станков/ А.С. Проников, О.И. Аверьянов, Ю.С. Аполлонов и др. / под общ. ред. А.С. Проникова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана; Машиностроение, 1994. 444 с.
73. **Проектирование** металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник: в 3 т. Т. 2: Расчет и конструирование узлов и элементов станков/ А.С. Проников, Е.И. Борисов, В.В. Бушуев и др. / под общ. ред. А.С. Проникова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. Ч. I. 371 с., Ч. II. 320 с.
74. **Пуш В.Э.** Конструирование металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1977. 390 с.
75. **Пуш А.В.** Шпиндельные узлы. Качество и надежность. М.: Машиностроение, 1992. 288 с.
76. **Ратмиров В.А.** Управление станками гибких производственных систем. М.: Машиностроение, 1987. 272 с.
77. **Решетов Д.Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
78. **Решетов Д.Н., Портман В.Т.** Точность металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1986. 336 с.
79. **Санкин Ю.Н.** Динамика несущих систем металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1986. 96 с.
80. **Свешников В.К., Иванов Г.М., Левит Д.Г.** Современные гидроприводы ме-

- таллорежущих станков и гибких производственных модулей. М.: 1989. 60 с. (Машиностроительное производство. Сер. Узлы и детали общемашиностроительного назначения: обзор. Информ. / ВНИИТЭМР. Вып. 3).
81. **Свешников В.К.** Станочные гидроприводы: справочник. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1995. 448 с.
82. **Свешников В.К., Усов А.А.** Станочные гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 464 с.
83. **Сегерлинг Л.** Применение метода конечных элементов. М.: Мир, 1979.
84. **Семенов В.Я., Шмоткин М.Б.** Смазочные системы для различного оборудования // Вестник машиностроения. 1975. №3. С. 65—67.
85. **Соломенцев Ю.М., Сосонкин В.Л.** Управление гибкими производственными системами. М.: Машиностроение, 1988. 352 с.
86. **Сосонкин В.Л.** Программное управление технологическим оборудованием: учебник. М.: Машиностроение, 1991. 512 с.
87. **Справочник по триботехнике:** в 3 т./ под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение. Т. 1, 1989. 400 с. Т. 2, 1990. 416 с. Т. 3. 1992. 730 с.
88. **Справочник по технологии резания материалов:** в 2 кн.: пер. с нем. В.Ф. Колотенкова и др. / под ред. Ю.М. Соломенцева. М.: Машиностроение, 1985. Кн. 1. 616 с.; Кн. 2. 688 с.
89. **Справочник по автоматизированному электроприводу** / под ред. В.А. Елисеева, А.В. Шинянского. М.: Энергоатомиздат, 1983. 616 с.
90. **Станки с числовым программным управлением** / Лещенко В.А., Богданов Н.А., Вайнштейн И.В. и др. / под ред. В.А. Лещенко. М.: Машиностроение, 1988. 568 с.
91. **Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент:** справочник / под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. 2-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1988. 560 с.
92. **Тимофеев А.В.** Адаптивные робототехнические комплексы. Л.: Машиностроение, 1988. 332 с.
93. **Тимошенко С.П.** Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1967. 444 с.
94. **Тлибеков А.Х., Досько С.И.** Моделирование и оптимизация механических систем приводов технологических машин: учеб. пособие. М.: Изд-во «Станкин», 2004. 268 с.
95. **Трение, изнашивание, смазка:** справочник: в 2 кн./ под ред. И.В. Крачковского, В.В. Алисина. М.: Машиностроение, 1978.
96. **Трифонов О.Н. и др.** Приводы автоматизированного оборудования. М.: Машиностроение, 1991. 336 с.
97. **Федотенок А.А.** Кинематическая структура металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1970. 403 с.
98. **Хог Э.** Прикладное оптимальное проектирование: Механические системы и конструкции: пер. с англ. М.: Мир, 1983. 478 с.
99. **Хог Э., Чой К., Комков В.** Анализ чувствительности при проектировании конструкций: пер. с англ. М.: Мир, 1988.
100. **Хомяков В.С., Давыдов Н.Н.** Кодирование компоновок металлообрабатывающих станков при их автоматизированном проектировании // Станки и инструмент. 1989. №9. С. 8—11.

101. **Хомяков В.С., Тарасов И.В.** Оценка влияния стыков на точность станков // Станки и инструмент. 1991. № 7. С. 13—17.
102. **Хомяков В.С., Давыдов Н.Н.** Автоматизированное проектирование компоновок металлообрабатывающих станков // Станки и инструмент. 1990. № 5. С. 4—7.
103. **Централизованные** смазочные системы, применяемые в металлорежущих станках. М.: ЭНИМС, 1978. 110 с.
104. **Чернов Е.А., Кузьмин В.П.** Комплектные электроприводы станков с ЧПУ: справ. пособие. Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1989. 320 с.
105. **Шапошников Н.Н., Тарабасов Н.Д., Петров В.Б., Мяченков В.И.** Расчет машиностроительных конструкций на прочность и жесткость. М.: Машиностроение, 1982. 333 с.
106. **Шварцбург Л.Э.** Датчики обратных связей в станках с ЧПУ. М.: НИИмаш, 1982. 38 с.
107. **Шевчук С.А., Бровина М.Ю.** Стали для станков и машин: справочник. М.: ЭНИМС, 1993. 339 с.
108. **Шейнберг С.А., Жедь В.П., Шишеев М.Д.** Опоры скольжения с газовой смазкой. М.: Машиностроение, 1969. 336 с.
109. **Электроприводы** подачи и главного движения станков с ЧПУ / Кондриков А.И., Орлова Р.Т., Босинзон М.А. и др. М.: ЭНИМС, 1984. 139 с.
110. **Weck Manfred.** Werkzeugmaschinen. Konstruktion und Berechnung. VDI-Verlag GmbH, Dusseldorf, 1979. 319 с.

Оглавление

Предисловие	3
Введение.....	4
В.1. Основные термины и определения	4
В.2. Комплексная автоматизация производства	9
Глава 1. Техничко-экономические показатели и критерии работоспособности	14
1.1. Техничко-экономические показатели	15
1.2. Критерии работоспособности	23
Глава 2. Образование поверхностей на металлорежущих станках	43
2.1. Геометрическое образование поверхностей. Производящие линии и методы их получения	43
2.2. Методы образования поверхностей на металлорежущих станках	46
Глава 3. Кинематика станков	51
3.1. Движения в станках. Параметры движений	51
3.2. Кинематическая группа и ее структура	53
3.3. Кинематические структуры станков и их классификация	56
3.4. Способы соединения кинематических групп.....	58
3.5. Кинематическая настройка станков	63
3.6. Структурный анализ кинематической схемы станка.....	71
3.7. Основные передачи и механизмы кинематических цепей.....	72
3.8. Особенности разработки и построения рациональных кинематических схем	89
3.9. Особенности кинематических схем станков с ЧПУ	98
Глава 4. Компоновка станков	101
4.1. Основные определения. Задачи компоновочного проектирования станков ..	101
4.2. Кодирование и структурный синтез компоновок	104
4.3. Комплексная оценка качества компоновки	112
Глава 5. Основные узлы и механизмы станочных систем	124
5.1. Базовые узлы станков	124
5.1.1. Назначение базовых узлов и предъявляемые к ним требования.	124
5.1.2. Конструирование и расчет базовых деталей	125
5.1.3. Материалы для базовых деталей	134
5.2. Проектирование и расчет направляющих	136
5.2.1. Общие сведения	136
5.2.2. Свойства, материал и особенности конструкции направляющих скольжения	137

5.2.3. Особенности расчета направляющих скольжения.	146
5.2.4. Свойства и особенности конструкции направляющих качения.	153
5.2.5. Особенности расчета направляющих качения.	163
5.2.6. Направляющие жидкостного трения.	173
5.2.7. Комбинированные направляющие.	178
5.2.8. Защита направляющих.	179
5.3. Привод главного движения.	181
5.3.1. Основные требования.	181
5.3.2. Выбор структуры привода.	183
5.3.3. Определение мощности привода.	185
5.3.4. Способы регулирования скоростей.	186
5.3.5. Двигатели приводов главного движения.	187
5.3.6. Способы переключения скоростей.	189
5.3.7. Кинематический расчет бесступенчатого привода.	193
5.3.8. Расчет числа ступеней коробки скоростей.	194
5.3.9. Разработка кинематической схемы.	195
5.3.10. Расчет передаточных отношений.	196
5.3.11. Определение чисел зубьев колес зубчатых передач коробки скоростей.	197
5.3.12. Графики частот вращения, мощности и моментов.	198
5.4. Приводы подачи.	200
5.4.1. Назначение, основные требования и классификация.	200
5.4.2. Структура электромеханического привода подачи со ступенчатым регулированием.	202
5.4.3. Структура электромеханического привода подачи с бесступенчатым регулированием.	204
5.4.4. Тяговые устройства привода линейных перемещений.	206
5.4.5. Двигатели приводов подачи.	212
5.4.6. Типы коробок подачи.	216
5.4.7. Соединительные муфты и редукторы.	218
5.4.8. Особенности конструкции передачи винт—гайка качения.	219
5.4.9. Опоры винтов.	226
5.4.10. Особенности выбора и расчета передачи винт—гайка качения.	228
5.4.11. Выбор электродвигателя.	240
5.4.12. Приводы микроперемещений.	246
5.5. Шпиндельные узлы.	247
5.5.1. Основные требования.	247
5.5.2. Шпиндельные подшипники.	248
5.5.3. Конструирование шпиндельного узла.	252
5.5.4. Расчет основных параметров.	259
5.5.5. Примеры конструкций шпиндельных узлов.	263
Глава 6. Распространенные устройства и механизмы станков.	268
6.1. Механизмы автоматической смены инструмента.	268
6.1.1. Инструментальные системы станков и автоматизированных технологических комплексов.	268
6.1.2. Конструкция устройств автоматической смены инструмента для станков с ЧПУ.	271
6.1.3. Функциональный анализ устройств АСИ с использованием условных символов и циклограмм.	292
6.1.4. Конструирование и расчет устройств АСИ.	302
6.2. Транспортные механизмы и устройства для накопления и передачи заготовок, полуфабрикатов, готовых деталей, стружки.	310
6.2.1. Классификация транспортных систем.	311
6.2.2. Загрузочно-разгрузочные устройства.	313

6.2.3. Транспортные устройства	316
6.2.4. Транспортные промышленные роботы	320
6.2.5. Накопительные устройства	322
6.2.6. Устройства для сбора и транспортирования стружки	326
6.2.7. Примеры автоматизированных транспортно-накопительных систем в производстве	328
6.3. Системы смазывания механизмов станков	330
6.3.1. Трение без смазочного материала	330
6.3.2. Смазочные материалы	331
6.3.3. Режимы смазывания	338
6.3.4. Системы и устройства смазочной техники	352
6.4. Зажимные устройства	358
6.4.1. Классификация зажимных устройств	358
6.4.2. Устройства для установки и закрепления заготовок на шпинделе станка	359
6.4.3. Устройства для передачи крутящего момента от шпинделя станка к заготовке	368
6.4.4. Механизмы для зажима инструмента в шпинделе станка	370
6.4.5. Механизмы для закрепления заготовок на столе станка	372
6.4.6. Механизмы для зажима узлов станка	373
Глава 7. Общие принципы проектирования станков	376
7.1. Общие сведения	376
7.2. Этапы разработки конструкторской документации	379
7.3. Классификация параметров и показателей	382
7.4. Особенности назначения геометрических параметров и основных технических характеристик	384
7.5. Выбор геометрических параметров и назначение технических характеристик	387
7.5.1. Выбор основных геометрических параметров станка	387
7.5.2. Назначение основных технических характеристик	391
7.6. Определение режимов обработки резанием	393
7.7. Выбор расчетных нагрузок	396
7.8. Выбор приводов	397
Глава 8. Управление станками и станочными комплексами в гибком компьютерно-интегрированном производстве	398
8.1. Средства комплексной автоматизации машиностроительных производств	398
8.2. Программируемые логические контроллеры в системах управления технологическим оборудованием ГАП	399
8.3. Средства прикладного технологического программирования промышленных контроллеров	404
8.4. Основные определения, принципы построения и классификации систем программного управления технологическим оборудованием	413
8.5. Функции формообразования систем программного управления технологическим оборудованием	417
8.6. Программно-математическое обеспечение микропроцессорных систем ЧПУ	426
8.7. Языки технологического программирования станков с ЧПУ	442
8.8. Компьютерные системы автоматизированного программирования станков с ЧПУ	453
8.9. Выбор системы ЧПУ при проектировании станков и станочных комплексов	465

Глава 9. Моделирование в машиностроении	472
9.1. О моделировании систем	472
9.1.1. Задачи моделирования	472
9.1.2. Классификация систем моделирования	473
9.2. Математическое моделирование	475
9.2.1. Системный анализ и моделирование	475
9.2.2. Классификация математических моделей	478
9.2.3. Основные требования, предъявляемые к математическим моделям	484
9.2.4. Основные этапы разработки математических моделей	486
9.3. Метод конечных элементов	491
9.3.1. Сущность метода конечных элементов	491
9.3.2. Преобразование координат и кинематические ограничения	497
9.3.3. Особенности моделирования стыков	499
9.3.4. Глобальная матрица жесткости (пример)	500
9.3.5. Метод конечных элементов в динамике станков	503
9.4. Основы модального анализа механических систем	506
9.5. Моделирование механических систем приводов станков	512
9.5.1. Математическая модель простейшей системы	512
9.5.2. Математическая модель одномерной цепной механической системы с конечным числом степеней свободы	513
9.5.3. Моделирование внешних воздействий на механическую систему ..	516
9.5.4. Расчет параметров модели механической системы привода	520
9.5.5. Примеры моделирования приводов станков	529
9.6. Моделирование несущих систем (НС) станков	543
9.6.1. Разработка модели несущей системы	544
9.6.2. Расчет параметров моделей несущей системы	547
9.6.2.1. Элементы типа «массив»	547
9.6.2.2. Стержневые элементы	549
9.6.2.3. Стыки между элементами модели и опорные элементы	551
9.6.3. Методика разработки расчетных схем несущих систем	552
9.6.3.1. Методы построения моделей массивов	557
9.6.3.2. Методы построения моделей стержневых элементов	559
9.6.3.3. Методы построения моделей стыков	565
9.6.3.4. Методы построения моделей опор	569
9.7. Оптимизация параметров модели	572
9.8. Динамика станков	578
9.8.1. Динамическая система станка	579
9.8.2. Упругая система станка	581
9.8.2.1. Схемы на основе замены элементов конструкций стержнями и массивами	583
9.8.2.2. Схемы на основе твердотельных и оболочковых конечных элементов	583
9.8.3. Демпфирование	584
9.8.4. Модальный анализ	585
9.8.5. Переходные процессы и вынужденные колебания системы	589
9.8.6. Виброустойчивость динамических систем станков	593
Список литературы	598

Учебное издание

АВРАМОВА ТАТЬЯНА МИХАЙЛОВНА,
БУШУЕВ ВЛАДИМИР ВАСИЛЬЕВИЧ,
ГИЛОВОЙ ЛЕОНИД ЯНОВИЧ и др.

МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ

В 2 томах

Том 1

Редактор *Е.Д. Макаренко*
Переплет художника *Н.А. Свиридовой*
Верстка *В.В. Дёмкин*
Корректор *Л.Д. Амелина*

Сдано в набор 17.02.11. Подписано в печать 17.06.11.
Формат 70×100/16. Бумага офсетная. Гарнитура PT Serif. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 00,0. Уч.-изд. л. 48,9. Тираж 1000 экз. Заказ

ООО «Издательство Машиностроение»
107076, Москва, Стромьинский пер., 4
www.mashin.ru

Отпечатано в ГУП ППП «Типография «Наука» РАН.
121099, Москва, Шубинский пер., 6.

ISBN 978-5-94275-594-2



9 785942 75942