

К366

Ю.Б. МОРГУЛИС

ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ

МАШГИЗ

Этот дом не выдается

Канд. техн. наук Ю. Б. МОРГУЛИС

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

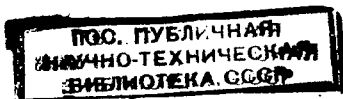
(ТЕОРИЯ, КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ)

*Допущено Управлением средних специальных учебных заведений
Министерства высшего образования СССР
в качестве учебника для машиностроительных техникумов*



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1959



3/22 ²²/₅₉

В учебнике приведено описание большинства выпускаемых отечественными заводами поршневых двигателей внутреннего сгорания, главным образом дизелей. В упрощенной форме изложены основы теории двигателей и расчет деталей на прочность. Приведены сведения о способах изготовления деталей, применяемых материалах и качестве обработки поверхностей. Большая часть книги посвящена стационарным, судовым и тепловозным дизелям. По автомобильным и тракторным двигателям даны лишь общие сведения. Содержание учебника соответствует программе курса „Основы теории, расчет и конструирование двигателей внутреннего сгорания“.

Издание рассчитано на учащихся машиностроительных техникумов, специализирующихся по двигателям внутреннего сгорания.

↓
9724

~~K386~~
~~9724~~ M451

Рецензенты: Предметная комиссия Московского судомеханического техникума (инж. М. Л. Лившиц) и канд. техн. наук Н. Н. Иванченко

Редактор инж. А. А. Басенция

ВВЕДЕНИЕ

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

В зависимости от того, какой вид энергии преобразуется в двигателе в механическую работу, различают ветряные, гидравлические, тепловые, электрические и другие двигатели. У ветряных двигателей в механическую работу преобразуется энергия ветра, у гидравлических — энергия падающей воды, у тепловых — тепло, развивающееся при сжигании топлива. В последние годы появились атомные двигатели, у которых используется энергия распада атома.

В конце XVIII и в начале XIX вв. широкое распространение получили паровые машины, которые представляют собой один из первых типов тепловых двигателей. Паровая машина была изобретена в 1763 г. русским теплотехником И. И. Ползуновым, но не получила тогда распространения. В Англии первая паровая машина была построена в 1784 г. До появления паровых машин ткацкие станки и другие рабочие машины и машины-орудия приводились в движение, главным образом, при помощи гидравлических двигателей, имеющих водяные колеса. Из-за этого фабрики приходилось располагать вдоль рек. Мощность гидравлических двигателей сильно зависела от времени года. Паровую машину можно было размещать в любом месте. Недостатком паросиловых установок с поршневыми паровыми машинами является высокий расход топлива, т. е. низкая экономичность. Для оценки экономичности двигателей разных типов служит показатель, который называется коэффициентом полезного действия (к. п. д.) и представляет собой отношение полезно использованной энергии к затраченной.

Развитие промышленности в начале XX в. вызвало повышенный спрос на более мощные и более экономичные двигатели, чем поршневые паровые машины. Тогда появляется паровая турбина, которая превосходит поршневую паровую машину по своей компактности, мощности и экономичности.

У паровых двигателей — паровой машины и паровой турбины — преобразование тепла в механическую работу производится при помощи теплоносителя (рабочего тела), каким является пар. Сообщение тепла пару и сжигание топлива для этой цели производят не внутри двигателя, а вне его, в отдельном нагревательном устройстве, т. е. в паровом котле. Такие тепловые двигатели называют двигателями с внешним сгоранием.

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Существуют тепловые двигатели, у которых топливо сжигается в камере сгорания, находящейся внутри двигателя, а теплоносителем (рабочим телом) служат газообразные продукты сгорания.

Такие тепловые двигатели называются двигателями внутреннего сгорания, которые, так же как и паровые двигатели, имеют две разновидности:

поршневые двигатели и газовые турбины.

Двигатели внутреннего сгорания имеют ряд преимуществ по сравнению с паровыми двигателями. Вследствие отсутствия котла двигатели внутреннего сгорания имеют меньший вес и меньшие размеры, чем паровые двигатели одинаковой мощности. Основное преимущество двигателей внутреннего сгорания заключается в их высокой экономичности.

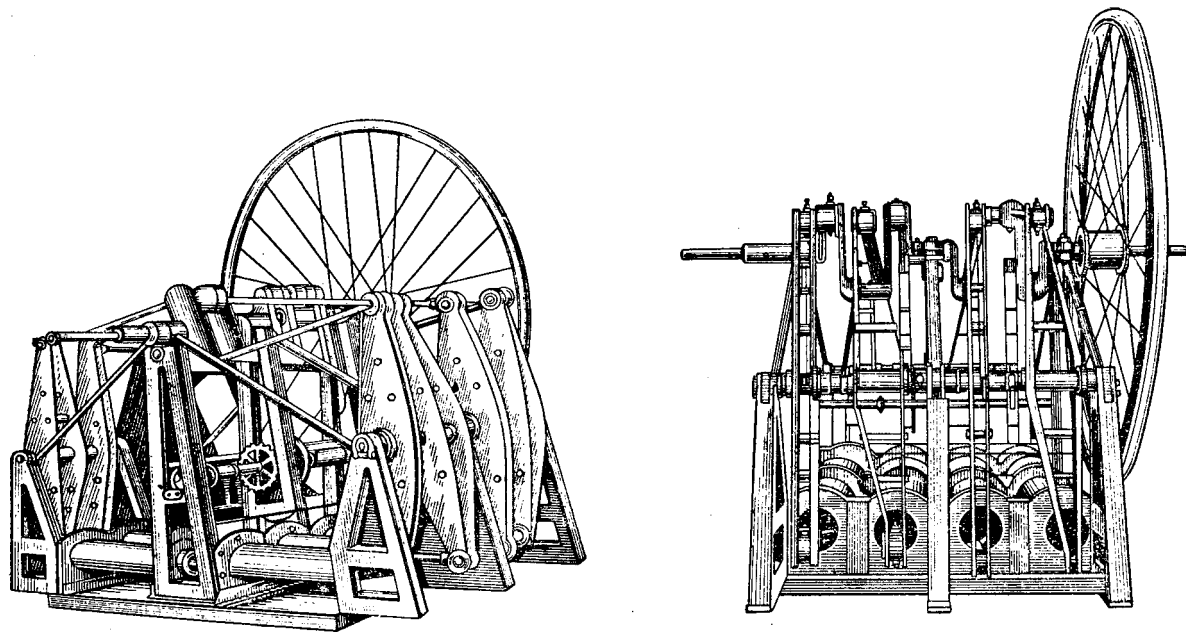
В начале XIX в. было несколько неудачных попыток создать двигатель внутреннего сгорания. Двигатель внутреннего сгорания, работавший на светильном газе, был построен Ленуаром в 1860 г. в Париже. Этот первый двигатель внутреннего сгорания был весьма несовершенным и имел к. п. д. значительно меньший, чем паровая машина. Это объясняется тем, что в двигателе Ленуара отсутствовало сжатие горючей смеси перед воспламенением. Несмотря на то, что к концу XIX в. газовые двигатели внутреннего сгорания были усовершенствованы, широкого распространения они не получили.

Искусственное газообразное топливо, каким является светильный газ, имело высокую цену, а хранение и транспортировку природного газа в то время трудно было организовать из-за низкого уровня развития техники.

ПЕРВЫЕ БЕНЗИНОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ЗАЖИГАНИЕМ

В конце XIX в. резко возросла добыча нефти. Путем перегонки из сырой нефти стали получать бензин, керосин и другие фракции. Бензин и керосин относятся к наиболее легким фракциям нефти, кипящим при низкой температуре. Более тяжелая фракция — это соляровое масло. За ней следуют различные смазочные масла. К наиболее тяжелым фракциям относятся мазуты. Появление в больших количествах бензина и керосина привело к созданию двигателей внутреннего сгорания, предназначенных для работы на этих сортах жидких топлив.

Один из первых двигателей внутреннего сгорания, работавший на жидком топливе (бензине) конструкции русского моряка И. С. Костовича, был изготовлен в 1879 г. на Охтенской судостроительной верфи (фиг. 1).



Фиг. 1. Двигатель внутреннего сгорания конструкции И. С. Костовича.

Через несколько лет после появления двигателя Костовича в 1883 г. в Германии Даймлером также был построен бензиновый двигатель, но меньшей мощности и со значительно большим удельным весом, чем у двигателя Костовича.

КЕРОСИНОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ С КАЛОРИЗАТОРОМ

Вскоре после разработки первых бензиновых двигателей появилось большое количество керосиновых двигателей разных конструкций. Производство керосиновых двигателей было начато в 1882 г. Петербургским машиностроительным заводом бр. Нобель (ныне завод «Русский дизель»). Керосиновые двигатели выпускал также Московский машиностроительный завод Бромлей (ныне «Красный пролетарий») и др. Двигатель завода Бромлей имел неохлаждаемую крышку цилиндра в форме шара, которая во время работы сильно нагревалась и способствовала испарению и воспламенению поступающего в цилиндр керосина. Такие двигатели назывались двигателями с калильным шаром или с калоризатором.

У керосиновых двигателей того времени удельный расход топлива при полной нагрузке составлял 400—500 г/л. с. ч., что соответствует к. п. д. 12—16%. Возникла необходимость создания экономичных двигателей внутреннего сгорания, приспособленных для работы на более тяжелых и более дешевых сортах жидкого топлива, чем бензин и керосин.

ДВИГАТЕЛИ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ, РАБОТАЮЩИЕ НА ТЯЖЕЛОМ ТОПЛИВЕ (ДИЗЕЛИ)

В 90-х гг. XIX в. появились двигатели внутреннего сгорания нового типа — двигатели с воспламенением от сжатия или, как их иначе называют, — дизели. У этих двигателей в цилиндре сжимается воздух, а не горючая смесь. К концу сжатия температура воздуха повышается до 500—700° С. В этот момент в цилиндр впрыскивается жидкое топливо. От соприкосновения со сжатым воздухом, имеющим высокую температуру, топливо воспламеняется без принудительного зажигания. Первый двигатель с воспламенением от сжатия мощностью 20 л. с. при 172 об/мин был построен в 1897 г. в Германии Аугсбургским машиностроительным заводом по предложению немецкого инженера Р. Дизеля. Удельный расход топлива у этого двигателя оказался намного ниже, чем у керосиновых двигателей с небольшой степенью сжатия и составлял 247 г/л. с. ч. Вскоре, в 1899 г., на заводе «Русский дизель» (б. Петербургском машиностроительном заводе бр. Нобель) был построен двигатель с воспламенением от сжатия оригинальной конструкции. Этот двигатель работал не только на керосине, но и на сравнительно тяжелых сортах жидких топлив — соляровом масле и на сырой нефти. Удельный расход нефти был снижен до 223 г/л. с. ч., что соответствует к. п. д. около 28%.

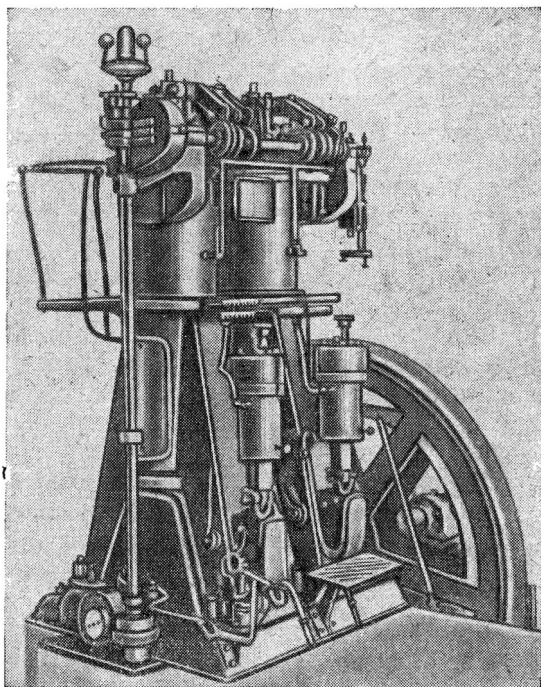
Один из первых двигателей с воспламенением от сжатия, построенный на заводе «Русский дизель», показан на фиг. 2.

Заводом «Русский дизель» в 1903 г. были изготовлены дизели мощностью 120 л. с. для первого в мире теплохода «Вандал», построенного Сормовским заводом.

К производству дизелей приступили Коломенский и Харьковский паровозостроительные заводы, Николаевский судостроительный завод и др.

БЕСКОМПРЕССОРНЫЕ ДИЗЕЛИ

У большинства дизелей, выпускавшихся до первой мировой войны, топливо впрыскивалось в цилиндр и распыливалось при помощи сжатого воздуха давлением около $45\text{--}50 \text{ кг/см}^2$. Для получения сжатого воздуха на дизели устанавливали компрессоры и баллоны. Распыливание топлива сжатым воздухом обеспечивало образование однородной горючей смеси, но около 10% полезной мощности дизеля необходимо



Фиг. 2. Один из первых двигателей с воспламенением от сжатия, построенный на заводе «Русский дизель».

было затрачивать на привод компрессора. Наличие компрессора усложняло конструкцию дизеля. Появились бескомпрессорные дизели, у которых топливо распыливается при впрыскивании под высоким давлением в цилиндр или при помощи вихревых движений сжатого в цилиндре воздуха. Одним из первых создателей бескомпрессорного дизеля был русский инженер Г. В. Тринклер. В 1899 г. на Путиловском заводе (ныне Ленинградский Кировский завод) по его проекту был построен первый бескомпрессорный дизель мощностью 10 л. с. Над созданием бескомпрессорного дизеля работал также талантливый изобретатель Я. В. Мамин, построивший такой дизель в период 1902—1908 гг. Бескомпрессорный дизель Я. В. Мамина был установлен на первый колесный трактор в 1910 г. Широкое распространение бескомпрессорные дизели получили после первой мировой войны.

ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Двигатели внутреннего сгорания применяются в сельском хозяйстве, в нефтяной промышленности, на лесоразработках, на всех видах транспорта и в других областях народного хозяйства.

В сельском хозяйстве сотни тысяч двигателей внутреннего сгорания применяются для привода в движение тракторов, комбайнов и мелких электростанций.

Еще большее количество двигателей внутреннего сгорания работает на автотранспорте. На легковых автомобилях устанавливают бензиновые карбюраторные двигатели с принудительным электрическим зажиганием. На небольших грузовых автомобилях также применяют карбюраторные двигатели, а на тяжелых грузовых автомобилях — дизели.

Все большее распространение дизели начинают получать для работы на железнодорожном транспорте. Менее экономичные паровозы заменяют тепловозами, т. е. локомотивами, которые приводятся в движение дизелями. Мощность дизелей современных магистральных тепловозов достигает 3000 л. с.

Широкое распространение двигатели внутреннего сгорания получили в качестве силовых судовых установок. Для привода гребного винта на речных и морских судах применяют дизели разных конструкций мощностью от 10 до 20 000 л. с.

Крупным потребителем двигателей внутреннего сгорания в районах, удаленных от центральных электростанций, является нефтяная промышленность.

В связи с широкой механизацией строительных и дорожных работ большое количество дизелей устанавливают на экскаваторах, скреперах, катках и других дорожных машинах.

В лесной промышленности дизели устанавливают на передвижных электростанциях, которые служат источником энергии для привода в движение электропил и других орудий на лесоразработках, а также в качестве судовых двигателей на лесосплаве.

Двигатели внутреннего сгорания имеют широкое распространение в авиации.

РАЗВИТИЕ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ В СССР

Несмотря на то, что отечественными изобретателями и инженерами было создано много новых совершенных образцов двигателей внутреннего сгорания, техническая отсталость дореволюционной России препятствовала их широкому внедрению.

Только после Великой Октябрьской социалистической революции двигателестроение в нашей стране стало развиваться быстрыми темпами. В годы первых пятилеток были построены тракторные и автомобильные заводы. Резко вырос выпуск судовых и стационарных дизелей на Коломенском и Харьковском паровозостроительных заводах, Ленинградском заводе «Русский дизель», Горьковском заводе «Дви-

гатель революции» и др. Перед Великой Отечественной войной были выпущены образцы мощных легких быстроходных дизелей В2 и др.

Еще более успешно двигателестроение развивалось в послевоенный период. Были созданы новые образцы тракторных и автомобильных дизелей и начат выпуск тепловозных дизелей. При создании новых конструкций двигателей были учтены теоретические основы, разработанные советскими учеными. Теорию рабочего цикла поршневых двигателей внутреннего сгорания, основоположником которой является проф. В. И. Гриневецкий, разработали советские ученые Н. Р. Брилинг, Е. К. Мазинг, А. С. Орлин, Б. С. Стечкин и др. Работы по вопросам прочности деталей проведены С. В. Серенсенем, Р. С. Кинасошвили и др.

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

КОНСТРУКЦИЯ

ГЛАВА I

ПРИНЦИП РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

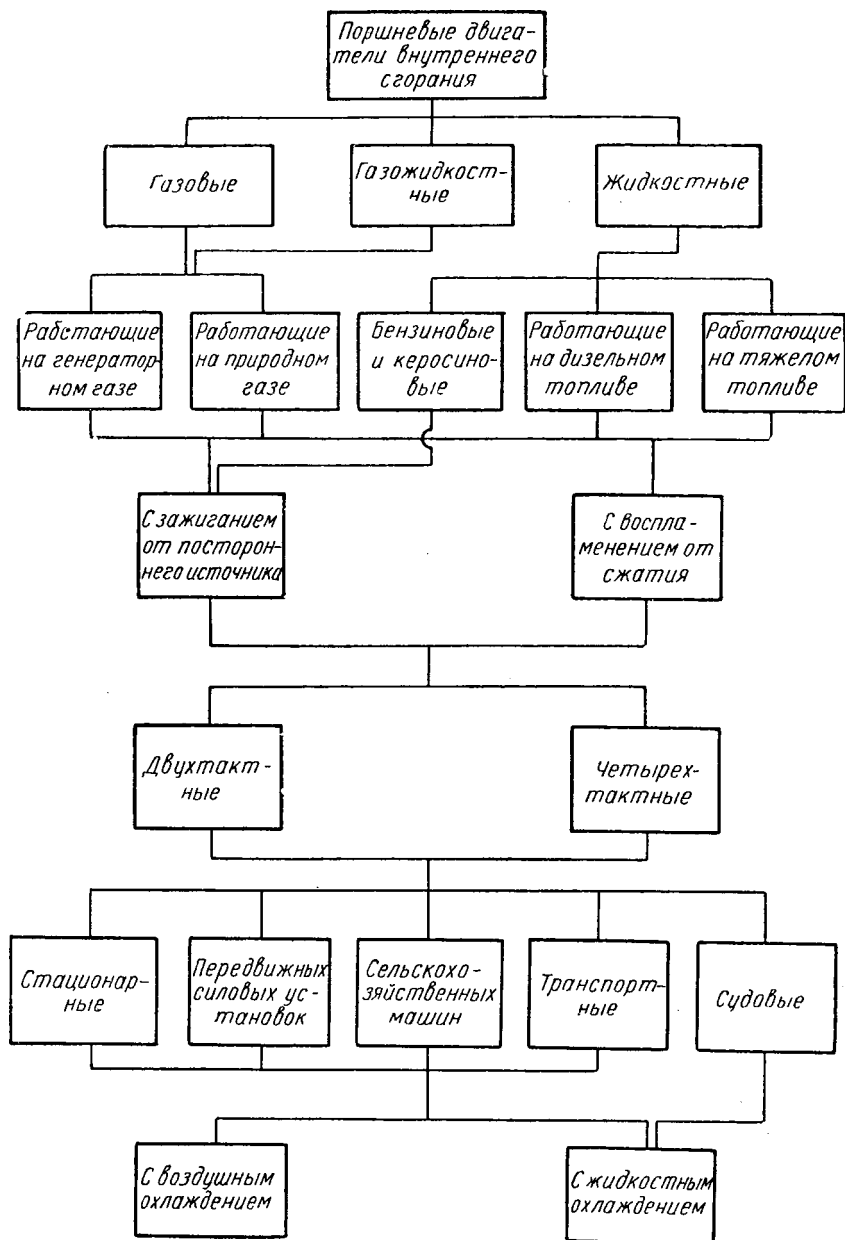
§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Для двигателей внутреннего сгорания характерно большое разнообразие типов. По принципу действия двигатели внутреннего сгорания можно разделить на две основные группы: поршневые и лопаточные или ротативные.

Поршневые двигатели состоят в основном из цилиндра, в котором совершает возвратно-поступательное движение поршень, из кривошипно-шатунного механизма, органов газораспределения и вспомогательных механизмов. Превращение тепловой энергии в механическую работу у поршневых двигателей происходит не непрерывно, а последовательными циклами.

Лопаточные газотурбинные двигатели (газовые турбины) состоят в основном из неподвижного статора, в котором вращается ротор, представляющий собой вал с насаженными на него дисками. На дисках имеются лопатки, которые расположены или по их окружности или на торцовых поверхностях. В отличие от поршневых двигателей у газотурбинных двигателей преобразование тепловой энергии в механическую происходит не в виде циклического процесса, а непрерывно. Ниже будут рассматриваться только поршневые двигатели внутреннего сгорания и главным образом дизели. Общая схема классификации этих двигателей показана на фиг. 3.

В зависимости от применяемого топлива поршневые двигатели можно разделить на газовые, жидкостные и газо-жидкостные. В качестве газообразного топлива может применяться генераторный газ, вырабатываемый в газогенераторах из дров, торфа и угля, а также природный газ и другие виды газообразного топлива, как, например, коксовый газ и др. В качестве жидкого топлива используют главным образом нефтяные топлива, т. е. бензин, керосин, газойль, соляровое масло, моторное топливо, мазуты, а также продукты перегонки угля и спирт. Газо-жидкостные двигатели работают на смеси газообразных и жидких топлив. При этом основным топливом является газообразное, а жидкое расходуется в небольшом количестве и является запальным.



Фиг. 3. Схема классификации двигателей внутреннего сгорания.

В зависимости от способа воспламенения топлива современные поршневые двигатели делятся на двигатели с принудительным зажиганием (главным образом, при помощи электрической искры) и двигатели с воспламенением от сжатия — дизели или газожидкостные двигатели (газодизели).

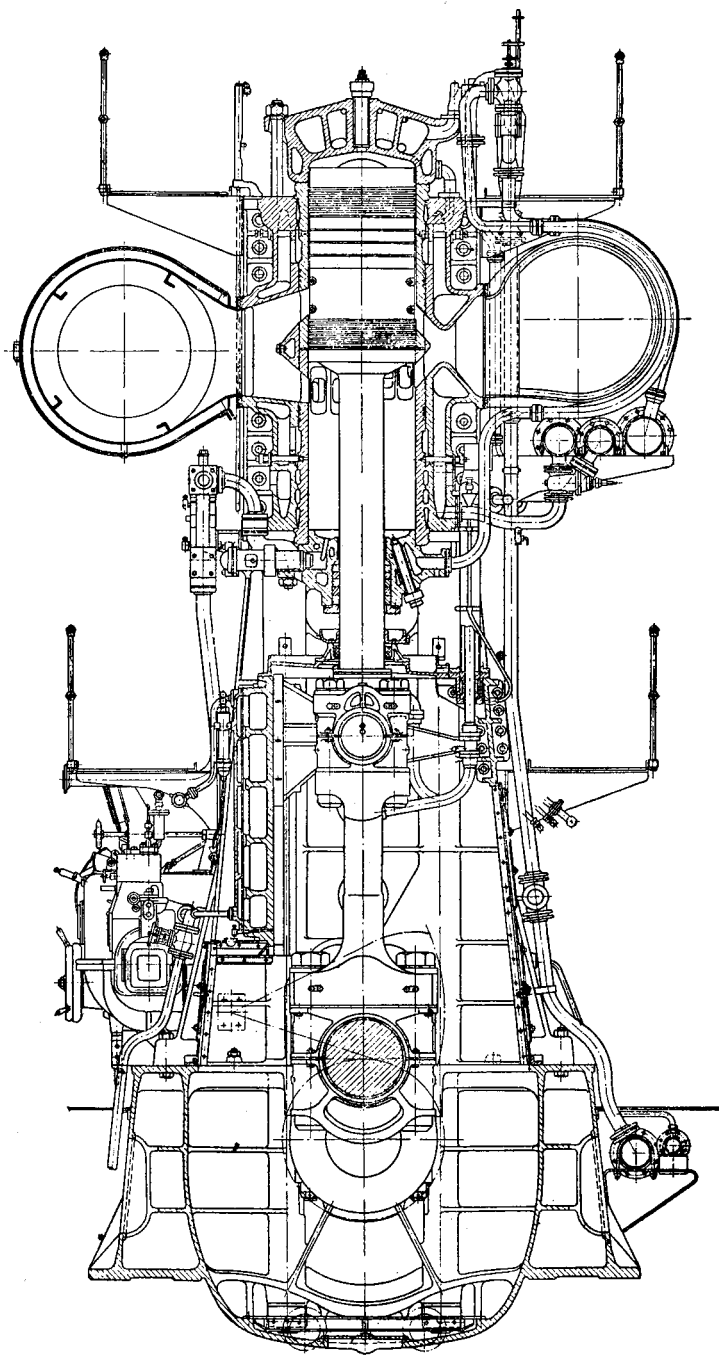
Двигатели с принудительным зажиганием и двигатели с воспламенением от сжатия делятся в зависимости от способа осуществления рабочего цикла на четырехтактные и двухтактные. У четырехтактных двигателей рабочий цикл в каждом цилиндре совершается за два оборота коленчатого вала, т. е. за четыре хода поршня, а у двухтактных — за один оборот коленчатого вала, т. е. за два хода поршня. Каждое перемещение поршня из одного крайнего положения в другое называется тактом.

По конструктивной схеме двигателя внутреннего сгорания могут быть разбиты на несколько групп. Различают двигатели простого и двойного действия. У двигателей простого действия рабочий ход поршня совершается при движении поршня в одну сторону, а у двигателей двойного действия (фиг. 4) при движении как в одну, так и в другую стороны.

В зависимости от способа передачи движения от поршня к шатуну различают двигатели тронковые и крейцкопфные. У тронковых двигателей поршень непосредственно связан с шатуном и юбка поршня или тронк направляет движение поршня в цилиндре. Через юбку поршня передается боковое усилие на стенку цилиндра. У крейцкопфных двигателей (фиг. 4) боковое усилие воспринимается не поршнем, а ползуном или крейцкопфом (крестовиной), который опирается на специальные направляющие. Крейцкопфными бывают главным образом мощные двигатели двойного действия.

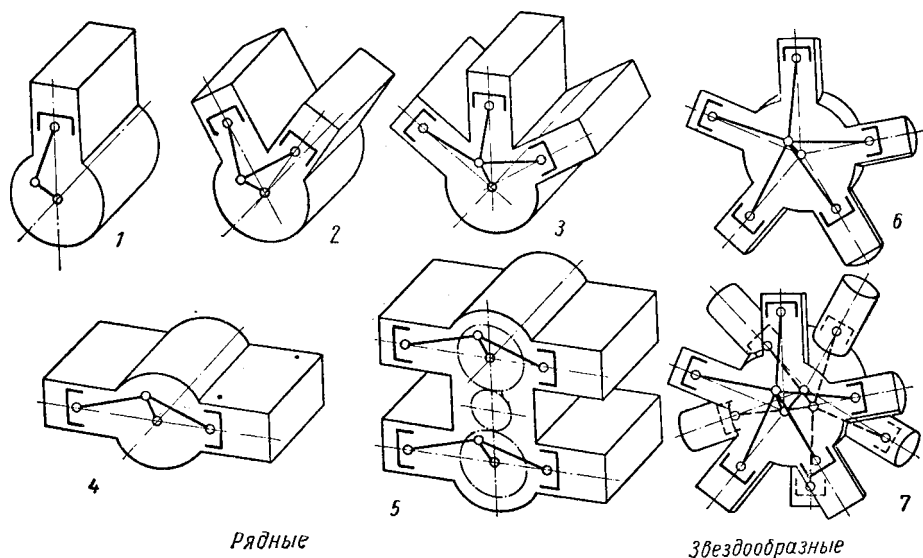
По числу и расположению цилиндров двигатели внутреннего сгорания разделяются на одноцилиндровые и многоцилиндровые. Одноцилиндровыми бывают только двигатели небольшой мощности. Большинство современных двигателей внутреннего сгорания многоцилиндровые. Цилиндры могут быть расположены раздельно, в один или несколько рядов или в виде звезды. Двигатели, у которых цилиндры расположены в ряд, называются рядными. Если цилиндры расположены в один ряд, то такие двигатели называют одорядными, а если рядов несколько, то многорядными. Двигатели с расположением цилиндров вокруг коленчатого вала в виде звезды называют звездообразными. Конструктивные схемы двигателей приведены на фиг. 5.

В зависимости от назначения двигателя внутреннего сгорания также могут быть разделены на большое количество групп. Существуют двигатели стационарные, судовые, авиационные, автомобильные, тракторные, тепловые и другие. От назначения двигателя в большей мере зави-



Фиг. 4. Двухтактный крейцкопфный дизель двойного действия.

сят его основные технико-экономические показатели: вес, габаритные размеры, мощность.



Фиг. 5. Конструктивные схемы двигателей внутреннего сгорания:

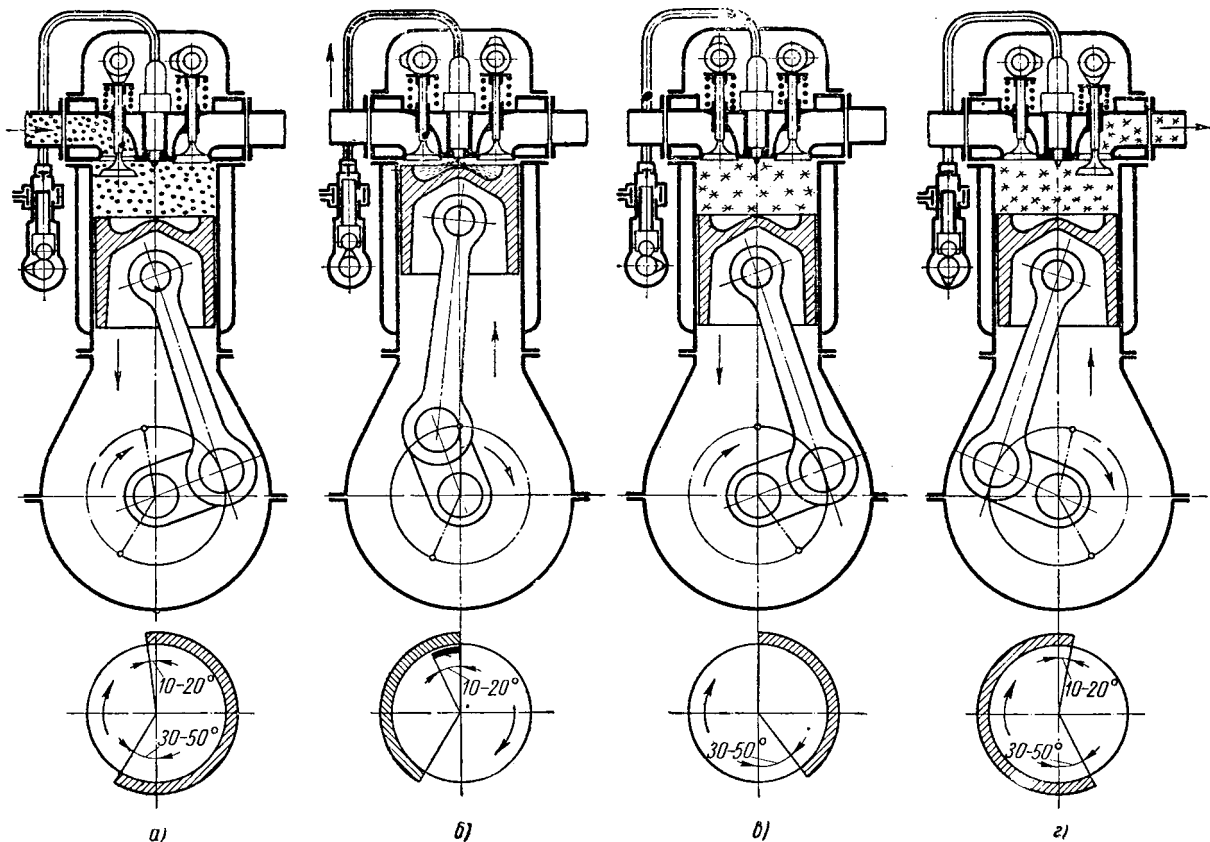
1 — однорядный двигатель с вертикальным расположением цилиндров; 2 — двигатель с V-образным расположением цилиндров; 3 — двигатель с W-образным расположением цилиндров; 4 — двигатель с горизонтальным оппозитным расположением цилиндров; 5 — двигатель с H-образным горизонтальным расположением цилиндров; 6 — однорядный звездообразный двигатель; 7 — двухрядный звездообразный двигатель.

§ 2. ПРИНЦИП РАБОТЫ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Поршневой четырехтактный двигатель (фиг. 6) состоит из картера, образующего кривошипную камеру, где находится кривошипный механизм; цилиндра, внутри которого движется поршень, и крышки цилиндра, в которой размещены органы газораспределения — впускной и выпускной клапаны.

Поршень перемещается в цилиндре из одного крайнего положения в другое, совершая возвратно-поступательное движение. Эти крайние положения поршня называются положениями в мертвых точках. Положение поршня, когда расстояние между ним и крышкой цилиндра наименьшее, называется положением во внутренней (верхней) мертвой точке и обозначается в. м. т. Другое крайнее положение поршня, когда расстояние между ним и крышкой цилиндра достигает наибольшей величины, называется положением в наружной (нижней) мертвой точке — н. м. т. Перемещение поршня из одной мертвой точки в другую называется тактом.

Рабочий цикл четырехтактного двигателя состоит из следующих четырех тактов: впуска, сжатия, рабочего хода и выпуска. Порядок работы четырехтактного дизеля таков.



Фиг. 6. Принцип работы четырехтактного дизеля:
а — впуск; б — сжатие; в — расширение; г — выпуск.

Во время такта в п у с к а поршень перемещается из в. м. т. в н. м. т. Вначале этого такта открывается впускной клапан. При движении поршня по направлению к н. м. т. объем, заключенный между поршнем, стенками и крышкой цилиндра, увеличивается. В цилиндре создается разрежение. Вследствие этого воздух из окружающей среды через впускной клапан попадает в цилиндр.

Затем начинается обратное движение поршня из н. м. т. в в. м. т.; при этом впускной клапан закрывается. Так как пространство между поршнем и крышкой цилиндра уменьшается, заключенный в цилиндре воздух сжимается. Происходит такт с ж а т и я. При сжатии сильно повышается давление и температура сжимаемого воздуха. В конце такта сжатия в цилиндр впрыскивается топливо, которое самовоспламеняется под воздействием горячего воздуха. Выделение тепла при сгорании топлива вызывает резкое повышение температуры и давления воздуха по сравнению с теми температурой и давлением, которые имел воздух в конце сжатия.

Под действием повышенного давления поршень перемещается из в. м. т. в н. м. т. и совершает такт расширения или рабочий ход. Находящиеся в цилиндре продукты сгорания расширяются, а давление и температура их понижаются. При этом тепловая энергия газов преобразуется в механическую работу. Часть механической энергии затрачивается на преодоление полезных сопротивлений, т. е. на приведение в движение электрогенератора, гребного винта или колес автомобиля. Остальная часть механической энергии расходуется на преодоление сопротивлений от сил трения и противодействия газов во время подготовительных тактов и на увеличение живой силы движущихся частей двигателя (главным образом, маховика). Происходит увеличение угловой скорости вращения коленчатого вала, т. е. избыточная часть механической энергии, полученная во время такта расширения, из потенциальной преобразуется в кинетическую. Во время такта расширения маховик как бы поглощает, аккумулирует механическую энергию, которую он отдает в течение остальных трех тактов.

За таким расширением следует такт выпуска. В начале этого такта открывается выпускной клапан, и поршень, перемещаясь из н. м. т. в в. м. т., выталкивает продукты сгорания в атмосферу. Некоторая часть продуктов сгорания (остаточные газы) остается в пространстве между поршнем и крышкой цилиндра.

На этом рабочий цикл заканчивается, а затем повторяется в той же последовательности.

Такты впуска и выпуска называются насосными ходами. В течение этих тактов поршень двигателя работает как поршень насоса, засасывая окружающий воздух и выталкивая из цилиндра продукты сгорания.

У четырехтактных двигателей с электрическим зажиганием рабочий цикл протекает примерно так же, как и у дизелей. Разница заключается в том, что в цилиндр во время такта впуска засасывается

не чистый воздух, а горючая смесь воздуха с газообразным или испарившимся жидким топливом. Кроме того, в конце сжатия горючая смесь воспламеняется принудительно электрической искрой, а не самовоспламеняется как у дизелей.

У большинства поршневых двигателей для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение вала применяется кривошипно-шатунный механизм.

Во время такта расширения усилие от давления газов P через поршень передается на поршневой палец и на шатун и одновременно прижимает поршень к стенке цилиндра с силой N (фиг. 7). Усилие S , направленное по оси шатуна, через шатунную шейку действует на колено вала. Радиальное усилие K , направленное по радиусу кривошипа, прижимает коренные шейки коленчатого вала к подшипникам, а тангенциальное касательное усилие T , направленное перпендикулярно радиусу кривошипа и приложенное к шатунной шейке, вращает коленчатый вал.

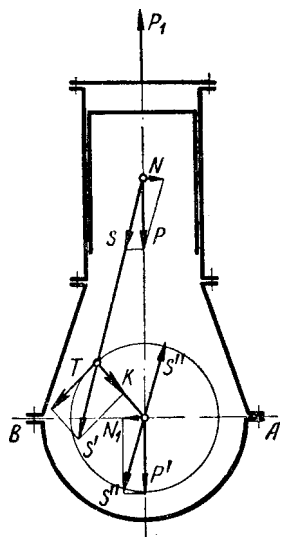
Объем, описываемый поршнем при перемещении от одной мертвой точки в другую, называется рабочим объемом цилиндра V_h .

Объем между крышкой цилиндра и поршнем, находящимся в н. м. т., называется полным объемом цилиндра V_a . Объем между крышкой цилиндра и поршнем, находящимся в в. м. т., называется пространством сжатия V_c .

§ 3. ПРИНЦИП РАБОТЫ ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Основное отличие двухтактного двигателя от четырехтактного заключается в способе газообмена — очистки цилиндра от продуктов сгорания и зарядки его свежим воздухом или горючей смесью. У четырехтактных двигателей поршень рабочего цилиндра действует подобно поршню насоса, выталкивая продукты сгорания и засасывая воздух. Эти процессы протекают во время тактов впуска и выпуска, продолжительность которых составляет приблизительно 50% продолжительности всего цикла.

У двухтактных двигателей продолжительность процесса газообмена составляет всего 25—30% продолжительности цикла. В конце такта расширения и в начале такта сжатия через органы газораспределения в цилиндр нагнетается сжатый воздух или горючая смесь, которые вытесняют продукты сгорания и занимают их место. Эти процессы называются продувкой и зарядкой цилиндра. Продувочный воздух или горючая смесь предварительно сжимаются отдельным продувочным насосом.

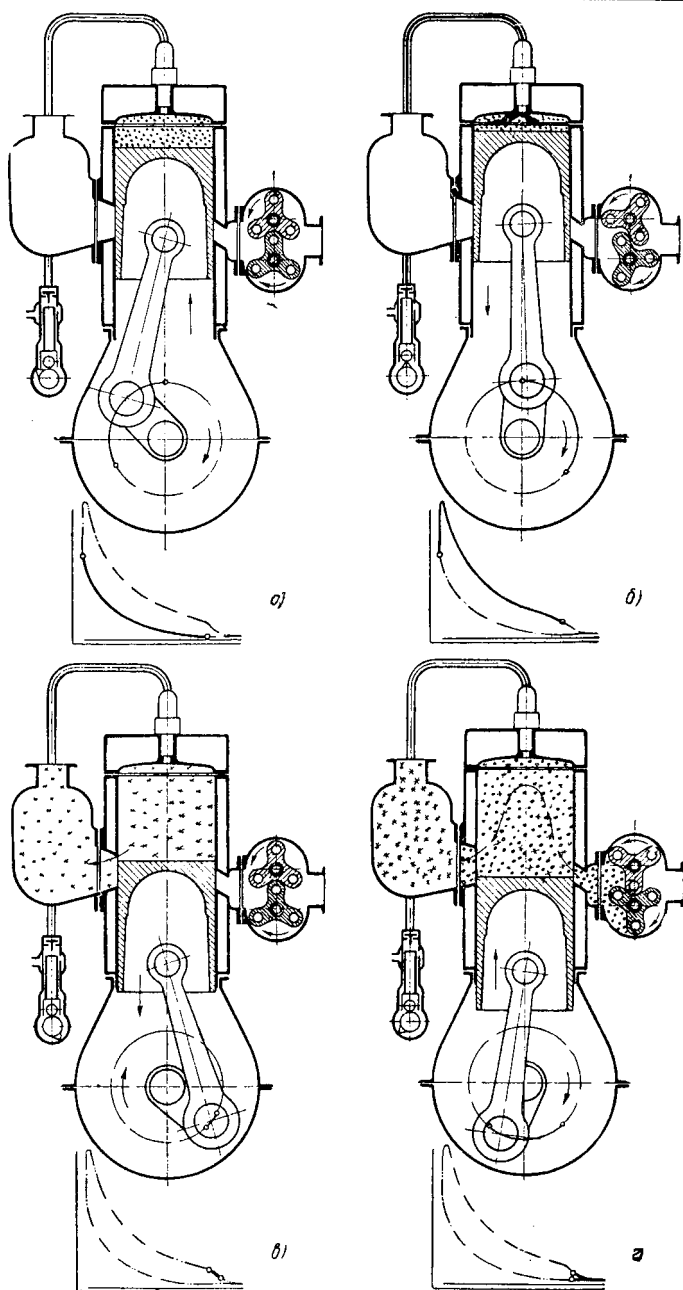


Фиг. 7. Схема передачи усилий от поршня коленчатому валу.

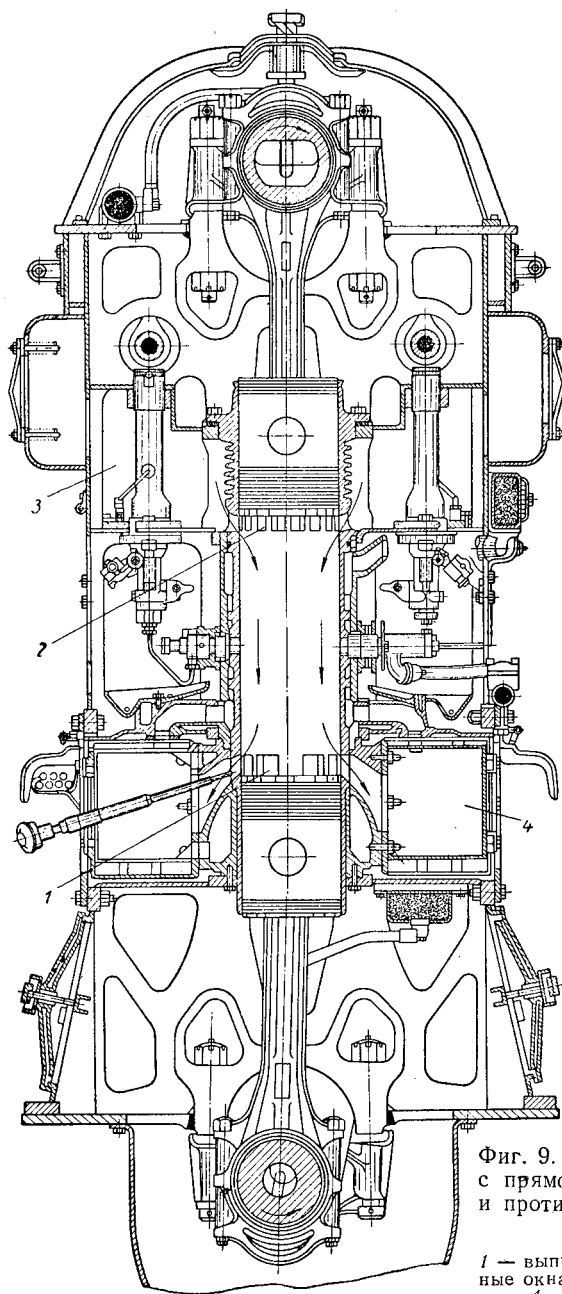
Органами газораспределения у двухтактных двигателей являются окна (щели) во втулке цилиндра, перекрываемые поршнем, клапаны или золотники.

На фиг. 8 показан принцип действия двухтактного дизеля со щелевым газораспределением и контурной продувкой. Этот дизель работает следующим образом. В конце такта сжатия, так же как у четырехтактных дизелей, в камеру сгорания впрыскивается топливо, которое самовоспламеняется и сгорает. Вследствие выделения тепла сильно повышаются температура и давление газов в цилиндре и начинается такт расширения. За $65-70^\circ$ угла поворота коленчатого вала до н. м. т. (что соответствует приблизительно 24—27% хода поршня) начинается открытие выпускных окон и происходит истечение продуктов сгорания из цилиндра. Давление в цилиндре быстро понижается. За $45-50^\circ$ угла поворота коленчатого вала до н. м. т. (12—15% хода поршня) начинают открываться продувочные окна. В этот момент давление газов в цилиндре приблизительно равно давлению продувочного воздуха. Через открывающиеся продувочные окна в цилиндр поступает свежий воздух, вытесняющий продукты сгорания. Продувка продолжается до тех пор, пока поршень при обратном ходе не закроет продувочные окна. Так как выпускные окна еще остаются открытыми, то при дальнейшем движении поршня к в. м. т., поршень выталкивает часть воздуха и остаточных газов в атмосферу. После закрытия выпускных окон начинается сжатие. Часть хода поршня от н. м. т. до момента закрытия выпускных окон называется потерянном ходом.

Существуют различные системы продувки двухтактных двигателей. Кроме наиболее распространенной контурной системы продувки, также применяется прямоточная продувка. При контурной продувке поток продувочного воздуха выходит из продувочных окон, проходит вдоль цилиндра вверх по направлению к крышке, а затем отклоняется и движется вниз к выпускным окнам. Путь воздуха как бы соответствует контуру цилиндра. У двигателей с прямоточной продувкой поток продувочного воздуха движется в одном направлении — вдоль оси цилиндра. Прямоточная продувка обеспечивает лучшую очистку цилиндра, чем контурная. Наиболее совершенная система продувки это прямоточно-щелевая продувка у двигателей с двумя противоположно движущимися поршнями в одном цилиндре. Примером такого двигателя может служить дизель Д100, устанавливаемый на тепловозах ТЭЗ (фиг. 9). У этого двигателя поток воздуха входит через продувочные окна, расположенные в верхней части цилиндра, и, совершая винтообразное движение, выходит через выпускные окна, расположенные в нижней части цилиндра. Другой способ прямоточной продувки применяется у автомобильных двухтактных дизелей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 (фиг. 10 и 11). Здесь продувочный воздух входит в цилиндр через продувочные окна в нижней части цилиндра, а выходит через два выпускных клапана в крышке. Такая система продувки называется прямоточной клапанно-щелевой.

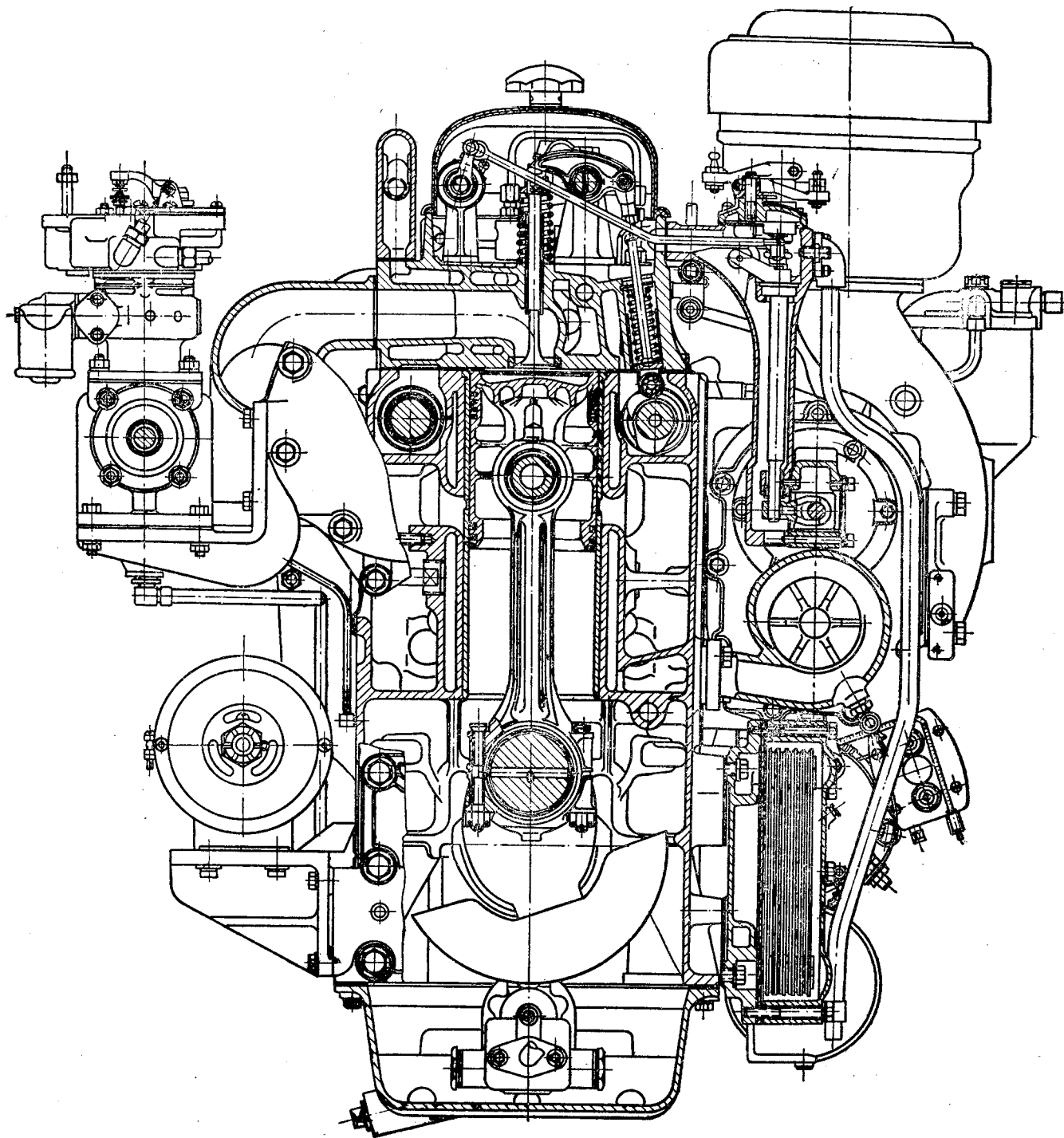


Фиг. 8. Принцип работы двухтактного дизеля:
а — сжатие; б — расширение; в — выпуск; г — продувка.

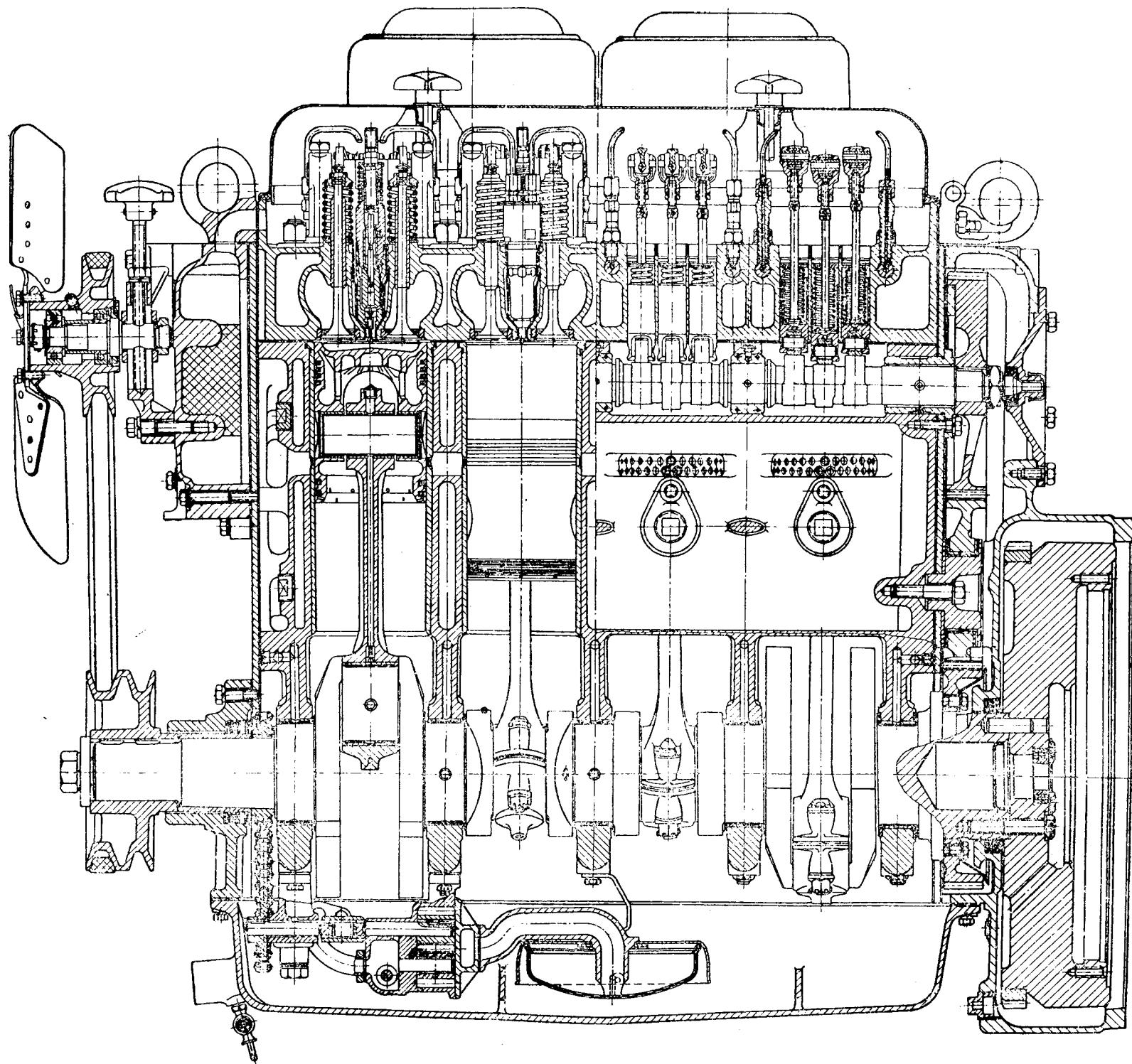


Фиг. 9. Тепловозный дизель Д100 с прямоточно щелевой продувкой и противоположно движущимися поршнями:

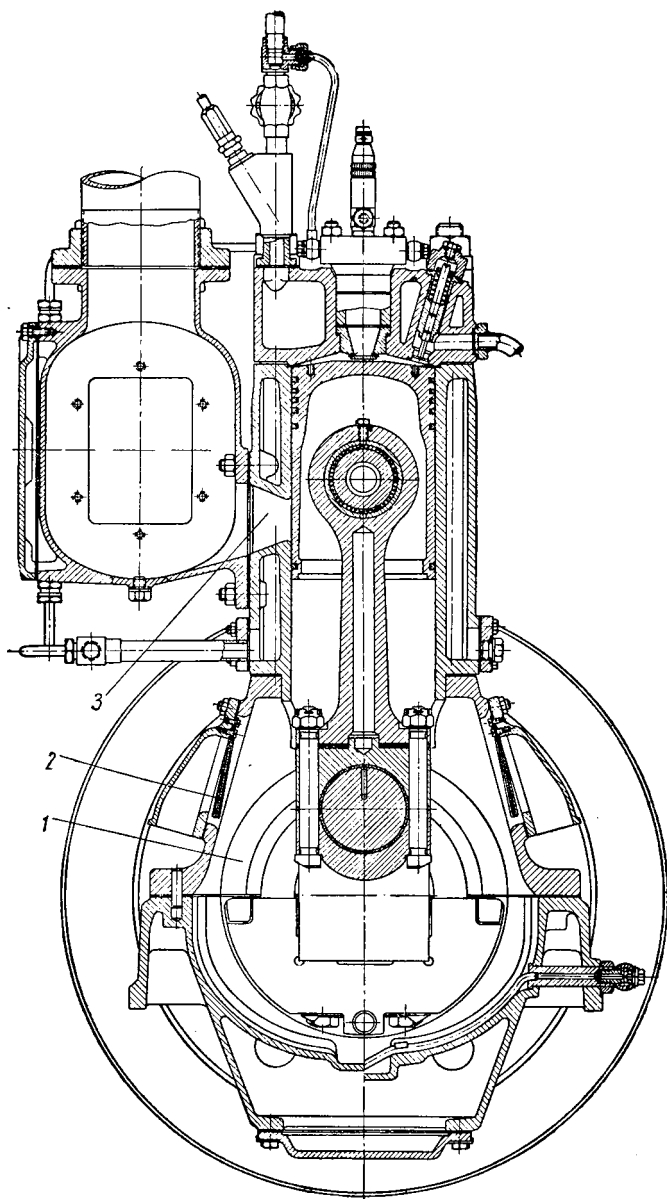
1 — выпускные окна; 2 — продувочные окна; 3 — продувочный ресивер; 4 — выпускной коллектор.



Фиг. 10. Автомобильный дизель ЯАЗ-204 с прямоточной клапанно-щелевой продувкой. Поперечный разрез



Фиг. 11. Автомобильный дизель ЯАЗ-204. Продольный разрез.

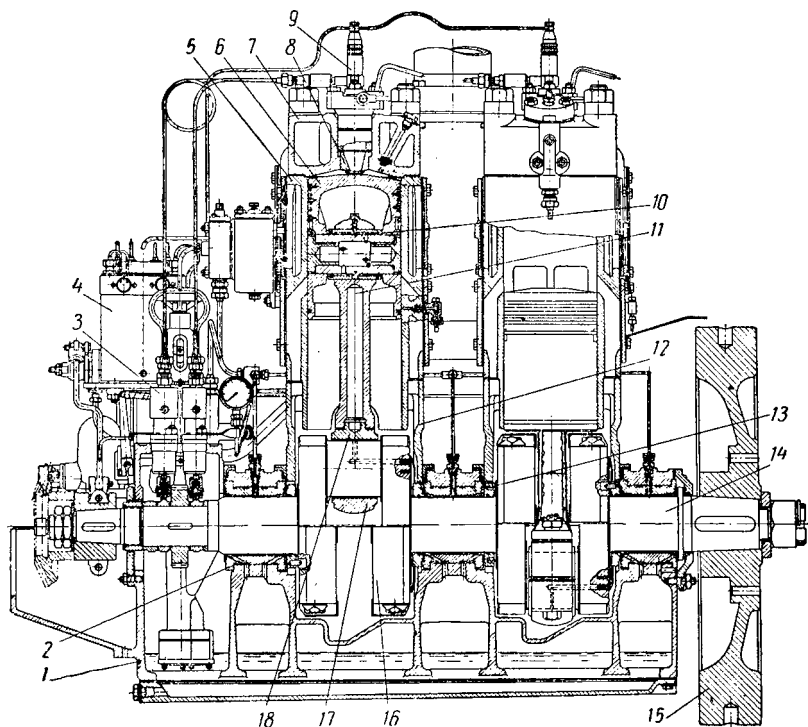


Фиг. 12. Двухтактный дизель 2ДСП $\frac{16,5}{20}$ с кривошипно-камерной продувкой (поперечный разрез):

1 — кривошипная камера; 2 — пластинчатые впускные клапаны; 3 — выпускные окна.

Для подачи продувочного воздуха в рабочий цилиндр на двигателе устанавливают продувочный насос. Наиболее распространенные типы продувочных насосов — объемные (поршневой и коловратный) и лопаточные (центробежный и осевой).

Некоторые двухтактные двигатели небольшой мощности не имеют отдельного продувочного насоса (фиг. 12 и 13). У этих двигателей



Фиг. 13. Дизель 2ДСП $\frac{16,5}{20}$ 2 (продольный разрез):

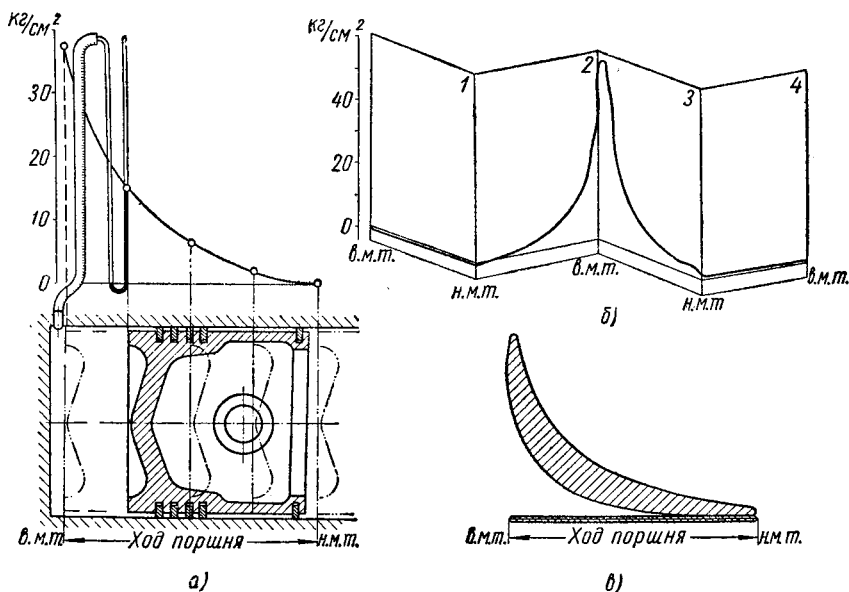
1 — фундаментная рама; 2 — вкладыши коренных подшипников; 3 — топливный насос; 4 — смазочный насос; 5 — цилиндр; 6 — поршень; 7 — крышка цилиндра; 8 — предкамера; 9 — форсунка; 10 — игельчатый подшипник верхней головки шатуна; 11 — стержень шатуна; 12 — станина; 13 — уплотняющие кольца; 14 — коленчатый вал; 15 — маховик; 16 — противовесы коленчатого вала; 17 — крышка нижней головки шатуна; 18 — нижняя головка шатуна.

в качестве продувочного насоса используются поршень и кривошипная камера, где расположен кривошипно-шатунный механизм. При ходе поршня по направлению к н. м. т. находящийся в кривошипной камере воздух сжимается и давление его повышается. В момент открытия продувочных окон сжатый воздух из кривошипной камеры по каналу поступает в цилиндр и происходит продувка. Основное преимущество двигателей такого типа заключается в исключительной простоте их конструкции. Недостатком этих двигателей

является меньшая мощность по сравнению с двигателями, имеющими отдельный продувочный насос, при одинаковых основных размерах (диаметре цилиндра и ходе поршня) и том же числе оборотов. Это объясняется тем, что кривошипно-камерный продувочный насос, имеющий большое вредное пространство, подает при продувке объем воздуха меньший объема рабочего цилиндра. Вследствие недостаточного количества подаваемого в цилиндр воздуха соответственно уменьшается количество топлива, которое можно сжечь за каждый рабочий цикл. В результате уменьшается количество выделяющейся тепловой энергии.

§ 4. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА

Изменение давления газов на протяжении рабочего цикла может быть изображено графически в виде диаграммы (фиг. 14). По горизонтали на этой диаграмме откладывают отрезок, изображающий в умень-

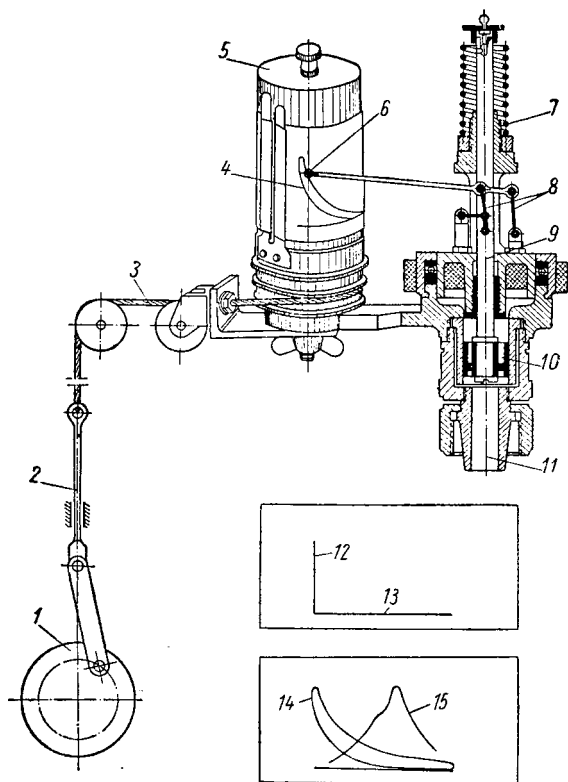


Фиг. 14. Индикаторная диаграмма:

а — изменение давления в цилиндре при перемещении поршня; б — изменение давления в цилиндре четырехтактного дизеля на протяжении каждого из тактов; в — индикаторная диаграмма.

шенном масштабе ход поршня между мертвыми точками. В точках, соответствующих каждому положению поршня, откладывают вертикальные отрезки прямых, величины которых пропорциональны давлению газов в цилиндре в этот момент. Соединяя вершины отрезков, можно получить кривую, представляющую изменение давления в цилиндре за один ход поршня.

На фиг. 14 показано изменение давления в цилиндре на протяжении каждого из тактов. При совмещении этих кривых получается замкнутая кривая, которая называется индикаторной диаграммой,



Фиг. 15. Индикатор, привод индикатора и индикаторные диаграммы:

1 — коленчатый вал дизеля; 2 — механизм привода индикатора; 3 — шнур; 4 — бумага с индикаторной диаграммой; 5 — барабан индикатора; 6 — пишущий штифт; 7 — пружина индикатора; 8 — пишущий механизм; 9 — шток; 10 — поршень индикатора; 11 — штуцер подвода газов; 12 — индикаторная диаграмма, снятая при неподвижном барабане и открытом индикаторном кране; 13 — индикаторная диаграмма, снятая при закрытом индикаторном кране и движущемся барабане (атмосферная линия); 14 — нормальная индикаторная диаграмма; 15 — развернутая индикаторная диаграмма.

штифта пропорционально давлению газов в рабочем цилиндре. Если барабан индикатора стоит неподвижно, пишущий штифт начертит на бумаге вертикальную линию, высота которой соответствует максимальному давлению в цилиндре. Чтобы снять индикаторную диаграмму, барабан вращают то в одну, то в другую сторону. При этом углы поворота барабана должны быть пропорциональны перемещениям поршня. Для того чтобы осуществить такое вра-

так как может быть получена с помощью измерительного прибора — индикатора (фиг. 15). Принцип действия индикатора заключается в следующем. Индикатор при помощи индикаторного крана присоединяют к рабочему цилиндру. При этом на поршень индикатора воздействует такое же давление, какое действует на поршень рабочего цилиндра. С противоположной стороны на поршень индикатора нажимает пружина. Чем больше давление газов в цилиндре, тем больше сжимается пружина и тем больше перемещение поршенька индикатора. Через пишущий механизм перемещение поршенька передается пишущему штифту. При изменении давления газов в цилиндре пишущий штифт чертит линию на бумаге, надетой на барабан индикатора. Расстояние до каждой точки этой линии от нижнего положения пишущего

шение барабана, на некоторых, главным образом тихоходных, двигателях имеются индикаторные приводы (фиг. 15). Два крайних положения барабана соответствуют в. м. т. и н. м. т. Если закрыть индикаторный кран и разобщить пространство под поршеньком индикатора и полость рабочего цилиндра, то поршеньек опустится в нижнее положение. При поворотах барабана под действием индикаторного привода пишущий штифт вычертит горизонтальную линию между н. м. т. и в. м. т. Эта линия будет соответствовать величине атмосферного давления. Открывая индикаторный кран и прижимая пишущий штифт к бумаге, вычерчивают нормальную индикаторную диаграмму.

§ 5. ИНДИКАТОРНАЯ И ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС

С помощью индикаторной диаграммы можно определить мощность, развиваемую двигателем. Мощность двигателя пропорциональна площади, ограничиваемой индикаторной диаграммой. Площадь индикаторной диаграммы можно определить различными методами. Один из них заключается в том, что на диаграмму накладывают прозрачную бумагу с нанесенной на ней миллиметровой сеткой (кальку миллиметровку) и, подсчитывая количество миллиметров, определяют площадь индикаторной диаграммы. Можно определить площадь индикаторной диаграммы при помощи специального инструмента — планиметра (фиг. 16). Планиметр состоит из трех основных частей: рычага AB с грузом O , рычага BC , длину которого можно менять, и ролика 2, катящегося по бумаге и приводящего в движение счетный механизм. При планиметрировании, т. е. при нахождении площади, индикаторную диаграмму прикрепляют кнопками к горизонтально расположенной гладкой поверхности стола. Затем устанавливают груз O планиметра острием на нижней поверхности, так чтобы штифтом 7 можно было обвести всю диаграмму и чтобы рычаги AB и BC были при этом, по возможности, взаимно-перпендикулярны. Потом устанавливают острие штифта планиметра в одну из точек диаграммы и записывают показания счетного механизма. После этого обводят острием штифта всю диаграмму и, вернувшись в начальную точку, снова записывают показания счетного механизма. Разность отсчетов пропорциональна площади диаграммы.

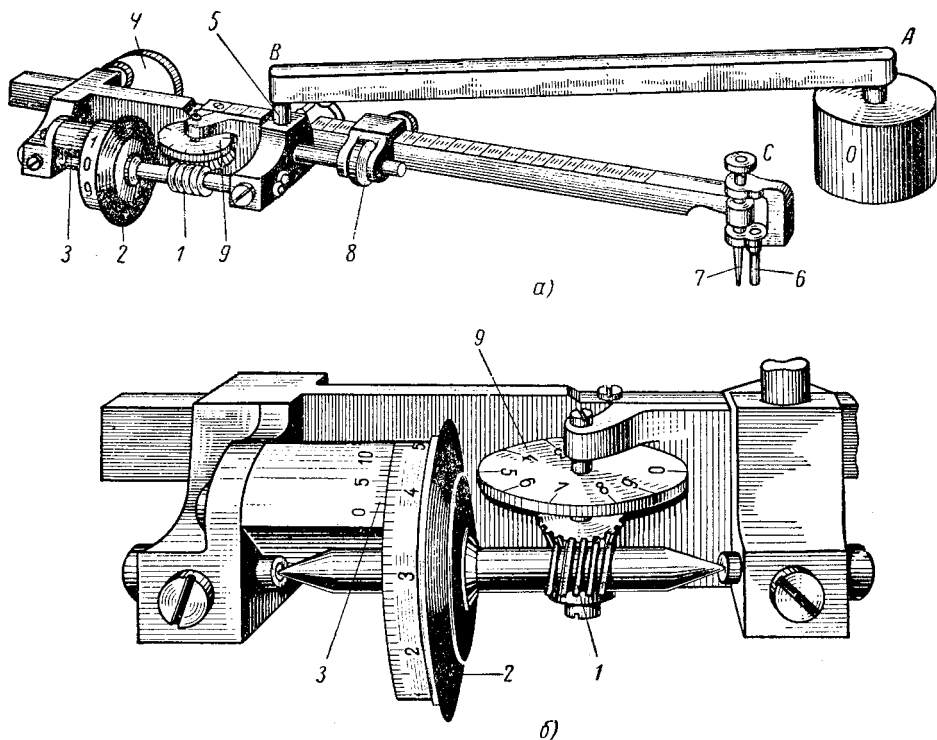
Определив площадь индикаторной диаграммы, делят ее на длину диаграммы, выражающую в масштабе ход поршня, и получают среднюю высоту диаграммы, которая выражает давление. Давление, найденное таким способом, называется средним индикаторным давлением и обозначается p_i .

Среднюю высоту диаграммы, т. е. среднее индикаторное давление, можно определить другим, более простым, но менее точным способом (фиг. 17). Индикаторную диаграмму делят вертикальными линиями на 10 равных по ширине частей, затем на расстоянии $1/_{40}$ длины

диаграммы от ее крайних точек проводят вертикальные линии h_0 и h_{10} и определяют среднюю высоту по формуле

$$h_{cp} = \left(\frac{h_0}{2} + h_1 + h_2 + h_3 \dots + \frac{h_{10}}{2} \right) \frac{1}{10}.$$

Работа, совершающаяся в цилиндре двигателя, представляет собой произведение приложенного к поршню усилия на пройденный путь.



Фиг. 16. Планиметр:

a — общий вид; b — счетный механизм; 1 — бесконечный винт; 2 — счетный барабан с роликом; 3 — шкала нониуса; 4 — зажимной винт; 5 — ось вращения каретки; 6 — подпятник; 7 — игольчатый штифт; 8 — микрометрический винт; 9 — счетный диск.

Среднее индикаторное давление p_i это такое воображаемое постоянное давление, под воздействием которого в течение рабочего хода совершалась бы работа, равная работе двигателя за один цикл. Усилие P в кг, действующее на поршень, равно произведению среднего индикаторного давления p_i в кг/см^2 на площадь поршня F в см^2 . Путь, пройденный поршнем, равен его ходу S в м. Работа A равна произведению силы на путь, т. е. $A = PS$ кгм. Чтобы найти мощность двигателя N в л. с., нужно умножить найденную величину работы за один рабочий цикл на число циклов в секунду z и разделить

на 75, чтобы перевести кгм/сек в л. с. Для четырехтактного двигателя число циклов в секунду равно $z = \frac{n}{2} \cdot \frac{1}{60} i$, где n — число оборотов коленчатого вала в минуту, i — число цилиндров.

Следовательно, если известно среднее индикаторное давление и число оборотов в минуту, мощность двигателя можно подсчитать по следующей формуле:

$$N_i = p_i F S i \frac{n}{2} \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{75} \text{ л. с.}$$

Эту формулу можно упростить, заменив произведение площади поршня на его ход и на число цилиндров рабочим объемом цилиндров двигателя V_h . Так как площадь поршня выражают в см^2 , ход в м, а рабочий объем цилиндра в л, то

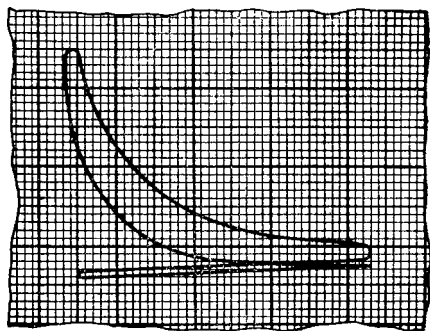
$$F S i = 10 V_h \text{ л.}$$

Следовательно,

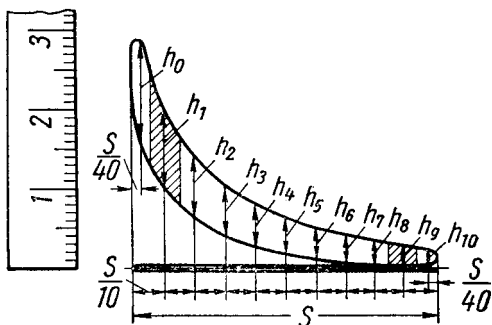
$$\begin{aligned} N_i &= p_i 10 V_h \frac{n}{2} \frac{1}{60} \frac{1}{75} = \\ &= \frac{p_i V_h n}{900} \text{ л. с.} \end{aligned}$$

В этой формуле величина N_i представляет собой мощность, развиваемую внутри рабочих цилиндров, или иначе индикаторную мощность, найденную при помощи индикаторной диаграммы. Часть этой мощности расходуется на преодоление внутренних сопротивлений в самом двигателе. К этим сопротивлениям относятся: трение между поршнем и втулкой цилиндра, трение шеек коленчатого вала в подшипниках, насосные потери, т. е. работа, затрачиваемая на выталкивание продуктов сгорания и засасывание сжатого воздуха, расход мощности на приведение в движение вспомогательных агрегатов (насосов, передач и пр.).

Полезная или эффективная мощность N_e , которая может быть использована для привода машин-орудий, меньше индикаторной мощности N_i на величину потерь N_p . Потери N_p называются механическими в отличие от тепловых потерь, которые возникают при преобразовании тепловой энергии в механическую.



1 мм — 2 кг/см²



Фиг. 17. Определение средней высоты индикаторной диаграммы.

Отношение эффективной мощности N_e к индикаторной N_i называется механическим к. п. д. η_m , т. е. $\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$.

У поршневых двигателей механический к. п. д. η_m может быть равен 0,70—0,90. Это значит, что механические потери составляют 10—30% индикаторной мощности. Наиболее высокий механический к. п. д. имеют мощные многоцилиндровые тихоходные дизели.

Так как трение представляет собой процесс преобразования механической энергии в тепловую, механические потери, в конечном счете, увеличивают тепловые потери двигателя.

О величине тепловых потерь можно судить по тепловому балансу. Тепловым балансом называется распределение тепловой энергии Q_T , выделившейся при сгорании топлива.

Тепловая энергия Q_T распределяется следующим образом. В полезную эффективную работу преобразуется часть энергии Q_e , а остальную часть составляют потери:

Q_e — с отработавшими газами,

Q_{ox} — через систему охлаждения,

Q_u — непосредственно от стенок двигателя в окружающую среду или в масло.

Буквами q_e , q_{ox} и q_u обозначают обычно долю в процентах, какую составляет полезно использованное тепло и тепловые потери от всего тепла Q_T , принимаемого за 100%.

У дизелей и карбюраторных двигателей с электрическим зажиганием распределение тепловой энергии в процентах приблизительно таково:

	Дизели	Карбюраторные двигатели
Полезно использованное тепло q_e	30—40	20—30
Потери тепла с отработавшими газами q_g	30—40	40—45
Потери тепла через систему охлаждения q_{ox} . .	18—25	25—30
Передача тепла непосредственно от стенок двигателя в окружающую среду или в масло q_u	8—12	5—10

Для оценки экономичности двигателя в целом служит эффективный к. п. д. η_e , соответствующий q_e и равный отношению полезно использованного тепла Q_e к теплу, выделяемому топливом Q_T , т. е.

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_T} = \frac{632N_e}{Q_T}.$$

Здесь величины Q_e и Q_T выражены в ккал/час, N_e в л. с., а 632 тепловой эквивалент 1 л. с. ч. в ккал/час.

Совершенство теплового процесса оценивается индикаторным к. п. д. η_i , который равен отношению тепла, преобразованного в механическую работу, к теплу, выделяемому топливом при сгорании,

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_T} = \frac{632N_i}{Q_T}.$$

Совершенство двигателя как механизма оценивается механическим к. п. д. η_m , который равен

$$\eta_m = \frac{Q_e}{Q_i}.$$

Эффективный к. п. д. равен произведению индикаторного к. п. д. на механический:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m.$$

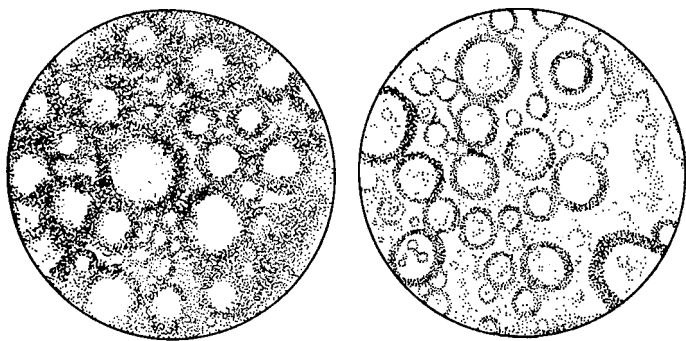
Следовательно, экономичность двигателя зависит от совершенства теплового процесса и от механических качеств двигателя.

§ 6. ВПРЫСКИВАНИЕ И РАСПЫЛИВАНИЕ ТОПЛИВА. СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ И СГОРАНИЕ

Совершенство теплового процесса зависит от качества смесеобразования. У дизелей горючая смесь образуется путем впрыскивания распыленного топлива в цилиндр и перемешивания его с воздухом. Топливо подается в цилиндр топливным насосом через форсунку. Большинство современных дизелей имеет форсунку закрытого типа с расположенным перед распыливающими отверстиями иглообразным клапаном, на который воздействует сильная пружина. Впрыскивание топлива в цилиндр начинается не сразу после начала подачи его топливным насосом, а через некоторый промежуток времени, называемый запаздыванием впрыскивания.

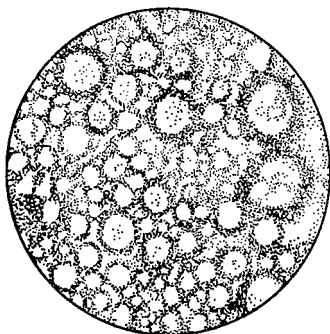
Плунжер топливного насоса подает топливо через нагнетательный клапан в трубопровод, соединяющий насос с форсункой. В трубопроводе топливо сжимается. После того как давление топлива превысит величину, соответствующую затяжке пружины форсунки, игла поднимается и начинается впрыск. Чем большее количество топлива расположено в нагнетательном трубопроводе, чем меньше скорость и диаметр плунжера, чем сильнее затянута пружина форсунки, тем больше запаздывание впрыскивания. При длинных нагнетательных трубопроводах запаздывание впрыскивания достигает 10—15° угла поворота коленчатого вала. Вследствие волнообразного распространения давления в нагнетательном трубопроводе иногда происходит повторный впрыск топлива: по окончании основного процесса подачи игла форсунки снова приподнимается и в цилиндр впрыскивается дополнительная порция топлива. Повторный впрыск—явление нежелательное, так как топливо, впрыснутое с запаздыванием, не успевает полностью сгорать.

Струи топлива вылетают из распыливающих отверстий с большой скоростью и распадаются на мелкие капли. Размеры капелек в струе неодинаковы. Средняя часть струи состоит из более крупных частиц, а наружная из мелких (фиг. 18). Микрофотографии капель распыленного топлива при давлениях 50—300 кг/см² показывают, что при увеличении давления размеры капель быстро уменьшаются. Чем рав-

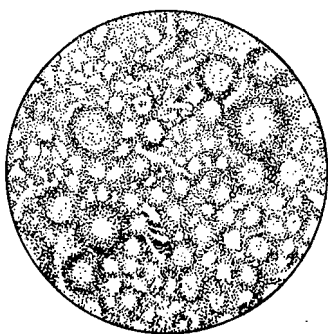


а)

б)



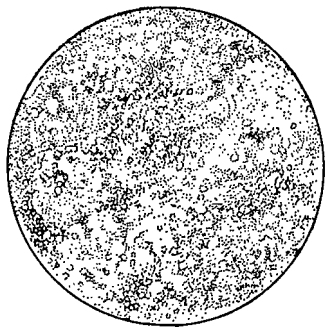
в)



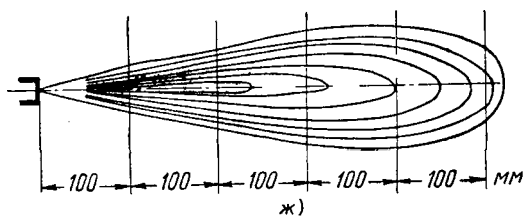
г)



д)



е)



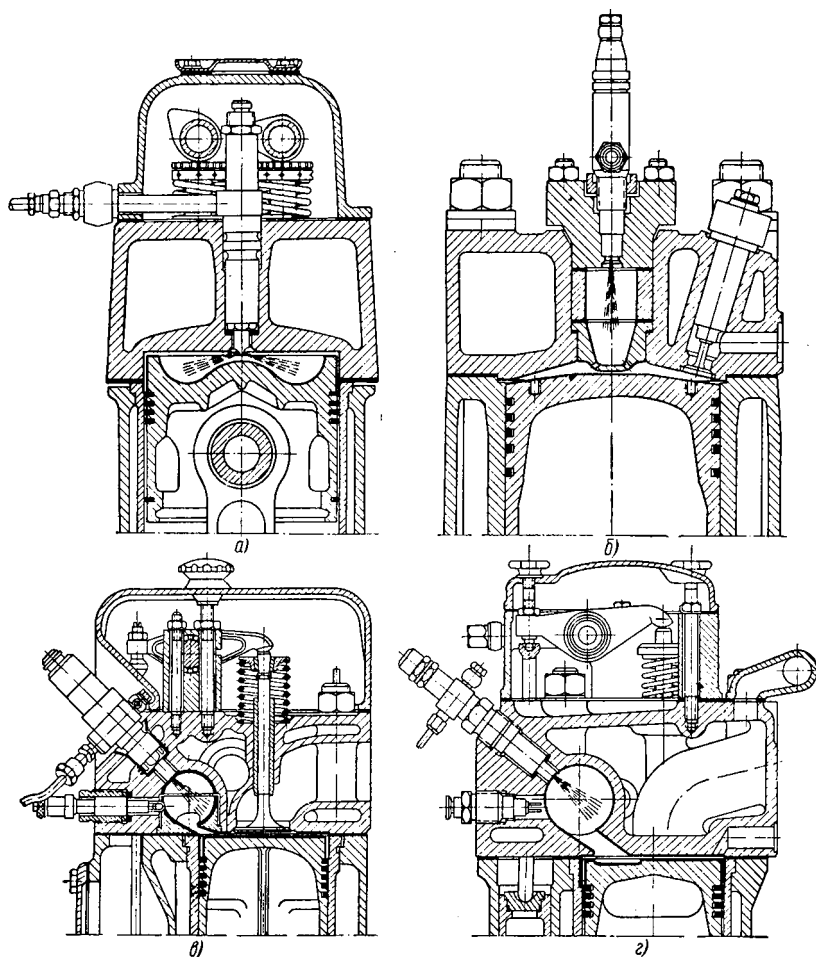
д — давление впрыскивания 250 кг/см^2 ; е — давление впрыскивания 300 кг/см^2 ; ж — схематическое изображение струи топлива.

Фиг. 18. Распыливание струи топлива:

а — давление впрыскивания 50 кг/см^2 ; б — давление впрыскивания 100 кг/см^2 ; в — давление впрыскивания 150 кг/см^2 ; г — давление впрыскивания 200 кг/см^2 ; д — давление впрыскивания 250 кг/см^2 ; е — давление впрыскивания 300 кг/см^2 ;

номернее распределены частицы топлива по камере сгорания, тем совершеннее процесс горения.

Для современных дизелей применяются два основных способа смесеобразования. При струйном смесеобразовании (первый способ)



Фиг. 19. Камеры сгорания разделенного и неразделенного типа:

а — камера сгорания дизеля Д6 со струйным смесеобразованием; б — камера сгорания дизеля Д $\frac{16,5}{20}$ 2 с предкамерным смесеобразованием; в — камера сгорания дизеля Ч $\frac{10,5}{13}$ с вихрекамерным смесеобразованием; г — камера сгорания дизеля 6Ч $\frac{12}{14}$ с вихрекамерным смесеобразованием.

струи топлива распределяются по камере сгорания по возможности равномерно (фиг. 19, а). В этом случае применяется неразделенная камера сгорания. Второй способ смесеобразования заключается в том, что равномерное распределение топлива в камере сгорания

и перемешивание его с воздухом достигается разделением камеры на две части и созданием в ней вихревых движений продуктов сгорания или воздуха.

Наиболее распространенные варианты этого способа — предкамерное и вихрекамерное смесеобразование.

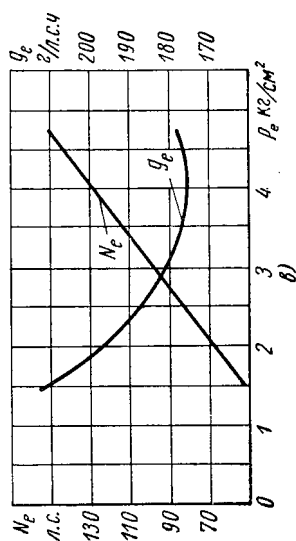
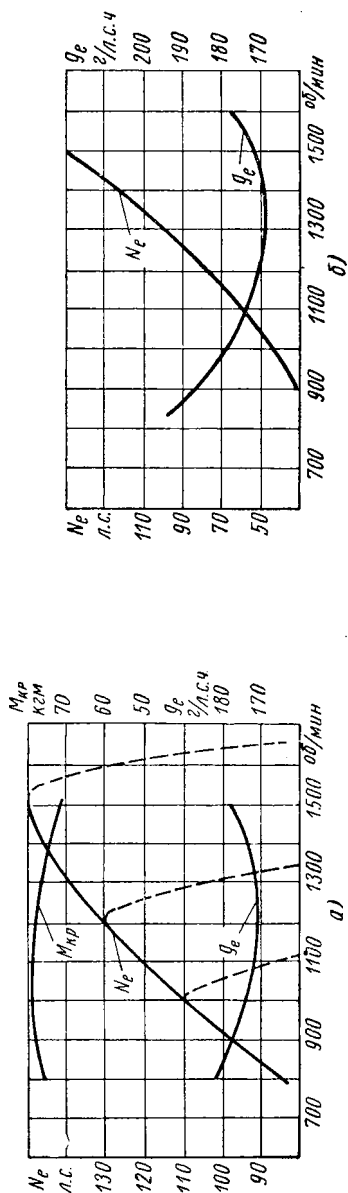
У дизелей с предкамерным смесеобразованием (фиг. 19, б) небольшая часть камеры сгорания (20—35%), которая называется предкамерой, отделена от пространства рабочего цилиндра соплом с одним или несколькими отверстиями. При впрыскивании топлива в предкамеру сгорает лишь небольшая его часть из-за недостатка воздуха. Давление в предкамере повышается. Остальное несгоревшее топливо вместе с продуктами сгорания выбрасывается в цилиндр и интенсивно перемешивается с воздухом. Здесь происходит сгорание основной части топлива.

У дизелей с вихрекамерным смесеобразованием (фиг. 19, в и г) большая часть камеры сгорания (50—80%), называемая вихревой камерой, отделена от пространства рабочего цилиндра охлаждаемой перегородкой или неохлаждаемой вставкой. Во время сжатия воздух из цилиндра через горловину перетекает в вихревую камеру, где приобретает вращательное движение, благодаря которому впрыснутое в камеру топливо хорошо перемешивается с воздухом и сгорает.

Дизели с разделенными камерами сгорания имеют более высокий удельный расход топлива и худшие пусковые качества, чем дизели со струйным смесеобразованием. Однако дизели с разделенными камерами позволяют применять более дешевые сорта топлива и работают с меньшими давлениями распыливания, чем дизели со струйным смесеобразованием, что позволяет несколько снизить требования к качеству топливной аппаратуры.

Повышенный удельный расход топлива дизелей с разделенной камерой объясняется главным образом дополнительными затратами энергии на создание вихревых движений газов, а ухудшенные пусковые качества — большей охлаждаемой поверхностью камеры сгорания.

У большинства бензиновых двигателей с электрическим зажиганием смесеобразование (испарение) происходит в карбюраторе. В карбюраторе бензин вытекает из жиклера — трубки с калиброванным отверстием — в диффузор, расположенный на впускном коллекторе. Диффузор представляет собой суженную часть впускного трубопровода, в которой образуется разрежение. В диффузоре бензин испаряется и перемешивается с протекающим воздухом. Образующаяся в карбюраторе горючая смесь поступает в цилиндры. Карбюратор снабжен устройствами, обеспечивающими нужный состав смеси при разных режимах работы. Под составом смеси понимается соотношение между топливом и воздухом. При пуске двигателя и работе с полной нагрузкой горючая смесь должна быть «богатой», т. е. содержание топлива должно превышать теоретически необходимое для



Фиг. 20. Характеристики дизеля:

а — внешняя; б — винтовая; в — нагрузочная.

полного использования кислорода воздуха, а при работе с неполными нагрузками горючая смесь должна быть «бедной», т. е. количество топлива должно быть несколько меньше теоретически необходимого.

§ 7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Для сравнительной оценки двигателей пользуются характеристиками. Характеристика представляет собой зависимость технико-экономических показателей двигателя от одной из величин, определяющих режим работы. Характеристики бывают **скоростные, нагрузочные и регуляторные**. У скоростных характеристик независимым переменным является число оборотов, у нагрузочных — нагрузка, у регуляторных — установка регулирующих органов.

Одной из наиболее важных скоростных характеристик является зависимость максимальной мощности от числа оборотов, называемая *внешней характеристикой* (фиг. 20, а). При работе по внешней характеристике максимальный крутящий момент сначала возрастает, достигая максимума при 50—70% номинального числа оборотов, а затем уменьшается. Отношение максимального крутящего момента $M_{кр. \max}$ к крутящему моменту при номинальной мощности $M_{кр. \text{ном}}$ называется коэффициентом приспособляемости $k_{пр} = \frac{M_{кр. \max}}{M_{кр. \text{ном}}}$. Чем выше коэффициент приспособляемости $k_{пр}$, тем устойчивее работает двигатель при изменениях нагрузки. У транспортных двигателей коэффициент приспособляемости изменяется в пределах $k_{пр} = 1,1 \div 1,5$.

На фиг. 20, б показана скоростная характеристика судового двигателя, непосредственно приводящего в движение гребной винт, — *винтовая характеристика*. Зависимость мощности от числа оборотов в этом случае обычно выражается кубической параболой:

$$N = Cn^3,$$

где C — постоянная величина;

n — число оборотов в минуту;

N — мощность.

На фиг. 20, в показана нагрузочная характеристика, т. е. зависимость мощности и удельного расхода топлива от нагрузки при постоянном числе оборотов. У дизелей минимальная величина удельного расхода топлива бывает при нагрузке, составляющей 70—85% от полной.

Регуляторные характеристики показаны штриховой линией на фиг. 20, а. Каждая кривая соответствует определенной установке регулятора. Чем круче протекает регуляторная характеристика, т. е. чем больше приближается к вертикальной линии, тем меньше изменение числа оборотов при колебаниях нагрузки от 0 до 100%.

ГЛАВА II

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ
В СССР

§ 8. МОЩНОСТНЫЕ РЯДЫ

Многие заводы выпускают двигатели не одного определенного образца, а так называемый ряд, или семейство двигателей. Двигатели одного ряда имеют одинаковые основные размеры (диаметр цилиндра и ход поршня), но разное число цилиндров. У таких двигателей много одинаковых деталей: поршни, поршневые кольца, поршневые пальцы, шатуны, клапаны, коромысла, штанги, толкатели и др.

В некоторых случаях одни и те же двигатели оборудуют различными навесными агрегатами и применяют для стационарных и для судовых или транспортных установок. Так, например, для работы на судах на двигатель устанавливают реверсивное устройство, насос забортной воды, охлаждаемый выпускной коллектор и др. Двигатели, предназначенные для транспортных силовых установок, оборудуют вентиляторами и радиаторами для охлаждения воды и муфтой сцепления.

Разделение конструкций двигателей на ряды имеет целью удешевить производство путем увеличения количества изготавливаемых заводом одинаковых деталей. Это позволяет внедрить более совершенные технологические процессы, высокопроизводительные приспособления для механической обработки и специальные станки.

Для сокращения количества типов двигателей, а также стандартизации отдельных деталей существуют Государственные общесоюзные стандарты (ГОСТы), в которых приведены основные параметры двигателей и технические условия на основные их детали. Так, например, по ГОСТу 4393-48 «Дизели бескомпрессорные стационарные и судовые (Типы. Основные параметры. Условные обозначения)» определяются основные параметры дизелей мощностью 5—10 000 л. с. Этот ГОСТ распространяется на стационарные, судовые и тепловозные дизели.

По ГОСТу 4393-48 стационарные, судовые и тепловозные дизели делятся на тихоходные и быстроходные. В табл. 1 приведены мощностные ряды тихоходных дизелей, а в табл. 2 — быстроходных.

Двигатели относят к быстроходным в том случае, если у них средняя скорость поршня c_m превышает 6,5 м/сек.

Средняя скорость поршня определяется по формуле

$$c_m = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} \text{ м/сек,}$$

где S — ход поршня в м;

n — число оборотов коленчатого вала в минуту;

$2S$ — путь, пройденный поршнем за один оборот коленчатого вала.

Таблица 1

Мощностные ряды тихоходных дизелей простого действия

Номер типа дизеля	Число оборотов в минуту	Номи- нальная мощность в одном цилиндр в л. с.	Число цилиндров							
			1	2	3	4	5	6	8	10
			Номинальная мощность в агрегате ' л. с.							
Двухтактные дизели										
1	750	20	20	40	—	—	—	—	—	—
2	500	40	—	80	120	160	—	240	—	—
3	500	60	—	—	—	240	—	360	—	—
4	375	125	—	—	—	500	—	750	1000	—
5	250	250	—	—	—	1000	—	1500	2000	—
6	250	400	—	—	—	—	—	2400	3200	4000
7	167	600	—	—	—	—	3000	3600	4800	6000
Четырехтактные дизели										
8	1500	5	5	10	—	—	—	—	—	—
9	750	25	—	50	—	100	—	150	—	—
10	500	50	—	—	—	200	—	300	—	—
11	375	100	—	—	—	400	—	600	800	—
12	300	125	—	—	—	—	—	750	1000	—

Таблица 2

Мощностные ряды быстроходных двухтактных и четырехтактных дизелей

Номер типа дизеля	Число оборотов в минуту	Номи- нальная мощность в одном цилиндре в л. с.	Число цилиндров							
			1	2	4	6	8	10	12	16
			Номинальная мощность в агрегате в л. с.							
13	3000	5	5	10	—	—	—	—	—	—
14	1500	10	10	20	40	60	—	—	—	—
15	1500	25	—	50	100	150	—	—	300	—
16	1500	40	—	—	160	240	320	—	—	—
17	1000	75	—	—	300	450	600	—	900	1200
18	750	125	—	—	—	750	1000	—	1500	2000
19	500	200	—	—	—	1200	1600	—	—	—
20	500	300	—	—	—	1800	2400	—	—	—
21	430	450	—	—	—	2700	3600	4500	—	—
22	430	600	—	—	—	—	4800	6000	—	—

В ГОСТе 4393-48 установлены единые обозначения стационарных, судовых и тепловозных дизелей. Условное обозначение дизеля состоит из букв и цифр.

Буквы обозначают: Ч — четырехтактный, Д — двухтактный, ДД — двухтактный двойного действия, Р — реверсивный, С — судовой с реверсивной муфтой, П — с редукторной передачей, К — крейскопфный, Н — с наддувом. Цифры обозначают: первая, стоящая перед буквами, — число цилиндров; число над чертой — диаметр цилиндра в см, под чертой — ход поршня в см.

Пример условного обозначения: дизель 6ЧСП $\frac{15}{18}$ шестицилиндровый, четырехтактный, судовой с реверсивной муфтой и редукторной передачей, диаметр цилиндра дизеля 150 мм и ход поршня 180 мм.

Наряду с обозначениями по ГОСТу применяются также и заводские марки дизелей.

§ 9. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Основными показателями или параметрами, характеризующими двигатели внутреннего сгорания, являются: мощность, число оборотов,

Таблица 3

Основные параметры тихоходных двухтактных дизелей

Условное обозначение по ГОСТу	Номинальная мощность в л. с.	Номинальное число оборотов в минуту	Удельный расход в г/л. с. ч.		Габаритные размеры в мм.			Вес в кг	Тип дизеля
			топлива	масла	Длина	Ширина	Высота		
8ДР $\frac{43}{61}$	2000	250	185	8	10 371	2165	3645	65 000	Судовой
8Д $\frac{30}{50}$	800	300	185	6	5 685	1627	3257	26 000	Стационарный и судовой
6ДР $\frac{30}{50}$	600	300	185	5	4 345	1565	3220	18 500	Судовой
4Д $\frac{30}{50}$	400	300	185	5	3 385	1565	3220	15 000	Стационарный
4ДСП $\frac{19}{30}$	160	500	200	10	3 083	1008	1685	6 250	Судовой
2ДСП $\frac{19}{30}$	80	500	200	10	2 240	1008	1685	3 650	"
2ДСП $\frac{16,5}{20}$	60	750	200	8	2 030	800	1250	1 600	"
2Д $\frac{16,5}{20}$	60	750	200	8	1 600	800	1250	1 350	Стационарный
1Д $\frac{16,5}{20}$	25	750	200	8	1 140	855	1205	900	"

Таблица 4

Основные параметры тихоходных четырехтактных дизелей

Заводская марка	Условное обозначение по ГОСТу	Номинальная мощность в л. с.	Номинальное число оборотов в минуту	Удельный расход в г/л. с. ч.		Габаритные размеры в мм			Вес в кг	Тип дизеля
				топлива	масла	Длина	Ширина	Высота		
—	6Ч $\frac{36}{45}$	600	375	180	6	4450	2980	3050	22 000	Стационарный
—	4Ч $\frac{36}{45}$	400	375	185	10	—	—	—	—	
—	6ЧРП $\frac{25}{34}$	300	500	180	6	4065	1010	2070	8 000	Судовой
T-62 *	1Ч $\frac{12}{16}$	13	1200	210	10	580	440	710	480	Стационарный
Д-35	4Ч $\frac{10,5}{13}$	37	1400	207	—	—	—	—	760	Тракторный
Д-24	2Ч $\frac{12,5}{12,5}$	24	1400	217	—	—	—	—	525	"
Д-16	2Ч $\frac{9,5}{12}$	16	1600	214	—	—	—	—	—	"
—	4Ч $\frac{8,5}{11}$	20	1500	215	8	876	532	785	315	Стационарный
—	2Ч $\frac{8,5}{11}$	10	1500	235	10	667	495	720	250	"
—	1Ч $\frac{8,5}{11}$	5	1500	235	10	610	457	720	167	"

* Цилиндр у дизеля Т-62 расположен горизонтально.

Таблица 5

Основные параметры быстроходных двухтактных дизелей

Заводская марка	Условное обозначение по ГОСТу	Номинальная мощность в л. с.	Номинальное число оборотов в минуту	Удельный расход в г/л. с. ч.		Габаритные размеры в мм			Вес в кг	Тип дизеля
				топлива	масла	Длина	Ширина	Высота		
Д100	10Д2 $\frac{20,7}{25,4}$	2000	850	180	4	6815	1730	3350	16 500	Тепловозный
ЯАЗ-206	6Д $\frac{10,8}{12,7}$	165	2000	200	—	1402	1050	900	960	Автомобильный
ЯАЗ-204	4Д $\frac{10,8}{12,7}$	110	2000	205	—	1077	965	912	790	Автомобильный

Таблица 6

Основные параметры быстроходных четырехтактных дизелей

Завод- ская марка	Условное обозначение по ГОСТу	Номинальная мощность в л. с.	Номинальное число оборотов в минуту	Удельный расход в г/л. с. ч.		Габаритные размеры в мм			Вес в кг	Тип дизеля
				топлива	масла	Длина	Ширина	Высота		
9Д	8ЧН $\frac{30}{38}$	1100	600	180	5,5	4935	1120	2365	11 600	Судовой
Д50	6ЧН $\frac{31,8}{33}$	1000	740	184	8	5192	1577	2478	17 250	Тепловозный
М601	12ЧН $\frac{18}{20}$	700	1500	190	10	2680	1205	1203	1 450	Стационар- ный и тепловозный
—	8ЧСП $\frac{23}{30}$	600	1000	180	6	4350	930	2150	8 150	Судовой
—	6ЧСП $\frac{23}{30}$	450	1000	180	6	3750	930	2150	6 750	"
В2300	12Ч $\frac{15}{18}$	300	1500	180	13	1538	916	1035	1 350	Стационар- ный
ЗД12	12ЧСП $\frac{15}{18}$	300	1500	190	9	2484	1052	1158	2 200	Судовой
1Д12	12Ч $\frac{15}{18}$	300	1500	200	12	1852	1085	1275	1 800	Стационар- ный
ЗД6	6ЧСП $\frac{15}{18}$	150	1500	190	10	2462	882	1163	1 800	Судовой
1Д6	6Ч $\frac{15}{18}$	150	1500	210	12	1773	887	1115	1 320	Стационар- ный
К-150	6Ч $\frac{12}{14}$	80	1500	220	7,5	1700	770	1112	1 100	Судовой
КДМ-46	4Ч $\frac{14,5}{20,5}$	93	1000	215	—	1843	988	2005	2 150	Тракторный
Д-54	4Ч $\frac{12,5}{15,2}$	54	1300	220	—	1205	848	1180	1 100	"
—	4Ч $\frac{10,5}{13}$	40	1500	220	7	1250	650	1070	516	Стацио- нарный
—	2Ч $\frac{10,5}{13}$	20	1500	220	7	776	489	870	360	"
—	2ЧСП $\frac{10,5}{13}$	20	1500	220	7	1136	600	875	525	Судовой
—	1Ч $\frac{10,5}{13}$	10	1500	220	7	631	489	870	290	Стационар- ный

тактность, число и расположение цилиндров, диаметр цилиндра и ход поршня. Часть этих параметров указана в ГОСТе.

Кроме того, к основным параметрам можно отнести показатели, имеющие большое значение в условиях эксплуатации: вес двигателя, его габаритные размеры, срок службы, удельный расход топлива и масла.

Для общего представления о большинстве применяемых в СССР дизелей их основные параметры (по данным технических условий на поставку) приведены в табл. 3, 4, 5 и 6. Фактические удельные расходы топлива и, в особенности, масла несколько ниже предельно допустимых, указанных в табл. 3—6.

В табл. 7 приведены основные параметры карбюраторных бензиновых двигателей с электрическим зажиганием легковых и грузовых автомобилей отечественного производства. Сопоставление основных параметров показывает, что по экономичности карбюраторные двигатели значительно уступают дизелям.

Таблица 7

Основные параметры карбюраторных бензиновых двигателей
с электрическим зажиганием

Марка двигателя	Число цилиндров	Диаметр цилиндра в см	Ход поршня в см	Мощность в л. с.	Число оборотов в минуту	Наименьший удельный расход топлива в г/л. с. ч.	Вес в кг	Автомобиль, на котором установлен двигатель
МЗМА-401	4	6,75	7,5	26	4000	295	136	«Москвич»
М-20	4	8,2	10	52	3600	265	195	«Победа»
ГАЗ-12	6	8,2	11	90	3600	245	250	ГАЗ-12
ЗИЛ-110	8	9	11,8	140	3600	270	418	ЗИЛ-110
ГАЗ-51	6	8,2	11	70	2800	265	250	ГАЗ-51
ЗИС-5М	6	10,16	11,43	76	2400	290	410	Урал ЗИС-5
ЗИЛ-120	6	10,16	11,43	95	2800	255	430	ЗИЛ-150

ГЛАВА III

ДЕТАЛИ ОСТОВА

§ 10. СИЛОВЫЕ СХЕМЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Остовом двигателя называются его основные неподвижные детали, внутри которых расположены поршни, цилиндры и кривошипно-шатунный механизм. К остову крепятся вспомогательные механизмы и устройства двигателя. К деталям, образующим остов двигателя, относятся рубашки и крышки цилиндров, картеры, станины и фундаментные рамы. Схема восприятия этими деталями усилий от давления

газов в цилиндре и сил инерции движущихся масс называется силовой схемой.

На фиг. 7 показано, как происходит передача усилий от давления газов, действующих на поршень, через поршневой палец, шатун и кривошип на коренные шейки коленчатого вала. Вертикальное усилие P , действующее на коренной подшипник, направлено в противоположную сторону по отношению к равному по величине усилию P_1 , действующему на крышку цилиндра. Усилия P_1 и P растягивают остов вдоль оси цилиндра. Равные по величине и направленные в противоположные стороны боковые усилия N и N' образуют пару сил, опрокидывающую остов дизеля вокруг оси коленчатого вала в сторону, противоположную направлению вращения вала. Силы инерции вращающихся и поступательно движущихся частей воспринимаются шатунными и коренными подшипниками коленчатого вала и стенками цилиндра. У двигателей с неуравновешенными силами инерции они воспринимаются фундаментной рамой и передаются на фундамент.

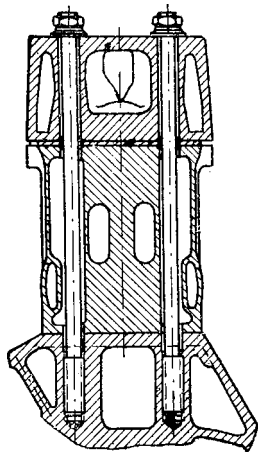
Существует несколько типов конструкций остова. Одна из наиболее распространенных — литой блок-картер, объединяющий в одной детали фундаментную раму, картер и рубашку цилиндров. Такую конструкцию остова имеют стационарные и судовые дизели небольшой мощности типов Ч $\frac{8,5}{11}$, Ч $\frac{10,5}{13}$, Ч $\frac{12}{14}$, тракторные дизели Д-35, Д-54, КДМ-46 и автомобильные бензиновые двигатели. Изготовление большей части остова в виде одной детали возможно лишь при сравнительно небольших размерах двигателя.

Силовая схема остова такой конструкции отличается тем, что его стенки воспринимают растягивающие усилия и работают на разрыв. Крышки цилиндров бывают общими для нескольких цилиндров или отдельными для каждого цилиндра. Крышки цилиндров крепятся к блок-картеру шпильками. В стыке между крышкой цилиндров и блоком укладывается уплотнительная медно- или железобетонная прокладка. Для обеспечения плотности стыка сила затяжки шпилек должна быть больше усилия от давления газов, действующего на крышку.

Преимуществами конструкции остова в виде блок-картера является высокая жесткость, т. е. малые величины деформаций, и уменьшение количества отдельных деталей, что снижает трудоемкость изготовления. К недостаткам такой силовой схемы относится восприятие литыми деталями растягивающих усилий, тогда как прочность их на сжатие значительно выше прочности на разрыв. У двигателей сравнительно малой мощности прочность работающих на растяжение литых стенок, имеющих по технологическим соображениям толщину не менее 5—7 мм, оказывается достаточной, чтобы выдерживать возникающие усилия.

Блок-картеры бывают тоннельные и с горизонтальным разъемом. Тоннельные картеры применяются в случаях, когда опорами вала

являются шариковые или роликовые подшипники качения, как например, у дизеля 1 и 2Ч $\frac{8,5}{11}$, 1 и 2Ч $\frac{10,5}{13}$, Т-62. У таких дизелей вал при сборке вместе с насаженными на него подшипниками вставляется в картер в осевом направлении. У дизелей с подшипниками скольжения и с разъемным блок-картером вал опирается на подвески, которые крепятся к блок-картеру шпильками, как это выполнено



Фиг. 21. Силовая схема дизелей Д6, Д12, В2-300 и М-601.

у дизелей 4Ч $\frac{8,5}{11}$, 4Ч $\frac{10,5}{13}$, 6Ч $\frac{12}{14}$, Д-35, Д-54, КДМ-46 и у большинства автомобильных двигателей.

Другая силовая схема применяется у более мощных легких быстроходных четырехтактных дизелей Д6, Д12, В2-300 и М601. У этих дизелей остов состоит из картера, блока цилиндров и общей для всего блока крышки цилиндров. Крышки и блоки цилиндров со вставленными в них цилиндры втулками притягиваются к картеру длинными анкерными шпильками из высококачественной легированной стали (фиг. 21), воспринимающими растягивающие усилия. К нижней плоскости картера шпильками крепятся подвески (крышки) коренных подшипников. У дизелей Д6, Д12 и В2-300 горизонтальная плоскость разъема картера проходит через ось коленчатого вала, а у дизелей М601 — ниже оси вала. Поэтому жесткость картера дизеля М601 выше, чем у дизелей Д6, Д12 и В2-300.

Применение силовой схемы, при которой растягивающие усилия воспринимаются стальными шпильками, позволяет значительно снизить вес двигателя по сравнению с конструкциями, где эти усилия воспринимаются литыми чугунными или алюминиевыми деталями. Недостатком силовой схемы с раздельными картерами, блоками и крышками является небольшая жесткость остова, из-за чего возможна деформация его при затяжке гаек анкерных шпилек во время сборки и от усилий, возникающих во время работы.

У тихоходных дизелей Д $\frac{19}{30}$ и Д $\frac{30}{50}$ остов также состоит из фундаментной рамы, блоков и индивидуальных крышек цилиндров, а растягивающие усилия воспринимают чугунные детали — блоки цилиндров и фундаментные рамы. Блок крепится к фундаментной раме фланцами и короткими шпильками или болтами. У этих дизелей, применяющихся для стационарных электростанций или для таких судовых установок, где уменьшение веса двигателя не имеет существенного значения, чугунные отливки выполняют со стенками сравнительно большой толщины, достаточной для того, чтобы воспринимать усилия, возникающие при сгорании топлива.

На остов двигателя, кроме усилий от давления газов, действуют силы инерции движущих масс, имеющие сравнительно большую величину у быстроходных многоцилиндровых двигателей. Действие сил инерции следует учитывать при проектировании остова и особенно при выборе силовой схемы четырех-, шести-, восьми- и двенадцатицилиндровых четырехтактных двигателей, где два средних колена обычно направлены в одинаковую сторону. Силы инерции связанных с этими коленами движущихся (главным образом вращающихся) масс действуют в одном и том же направлении, а силы инерции масс, связанных с крайними коленами вала, в противоположном. В результате возникают моменты сил инерции, изгибающие картер попеременно то в одну, то в другую стороны. Если прочность картера недостаточна, то изгибающие моменты могут привести к появлению в картере трещин, проходящих в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала. Поэтому для быстроходных четырехтактных многоцилиндровых двигателей остов в виде блок-картера с большим моментом инерции поперечного сечения имеет преимущества по сравнению с остовом, имеющим отдельные картер и блок.

§ 11. КОНСТРУКЦИИ КАРТЕРОВ, ФУНДАМЕНТНЫХ РАМ И ЦИЛИНДРОВ

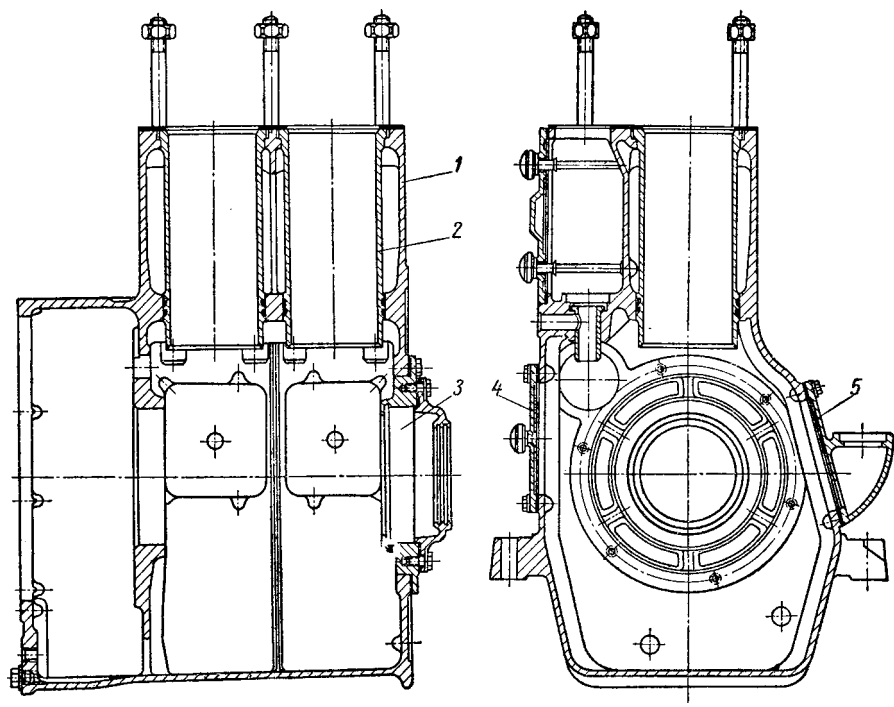
На фиг. 22 показан тоннельный блок-картер одного из дизелей малой мощности $2\text{Ч } \frac{8.5}{11}$. Блок-картер этого дизеля представляет собой жесткую монолитную коробку, отлитую из серого чугуна СЧ 24-44. В поперечных стенках картера кольцевые приливы образуют опоры шариковых коренных подшипников. Подшипник коленчатого вала со стороны маховика непосредственно вставляется в отверстие, расточенное в торцовой стенке картера. Второй коренной шариковый подшипник, который служит упорным и удерживает вал от осевых перемещений, вставляется в чугунную торцовую крышку блок-картера. При сборке дизеля коленчатый вал с надетыми на него подшипниками и крышкой вставляется в блок-картер в осевом направлении. Для этого блок-картер обычно устанавливают так, чтобы ось вала была расположена вертикально. После этого крышка крепится к блок-картеру болтами.

В верхнюю часть блок-картера, образующую блок-цилиндров, вставлены сверху чугунные цилиндрические втулки. Втулки опираются на верхнюю плоскость блок-картера кольцевыми буртиками. На наружной цилиндрической части втулок расположены два посадочных пояса, которые плотно входят в центрирующие отверстия блока. В две канавки, проточенные в нижнем посадочном поясе втулки, вставлены уплотнительные резиновые кольца.

К верхней полке блок-картера крепится общая крышка цилиндров. В отверстия приливов продольной горизонтальной стенки блок-картера запрессованы чугунные направляющие толкателей клапанов. К нижней части картера прилиты четыре опорные лапы, при

помощи которых дизель крепится к подmotorной раме или фундаменту.

Блок-картер дизеля с подшипниками скольжения ($6\text{Ч } \frac{12}{14}$) показан на фиг. 23. Материалом блок-картера служит серый чугун СЧ 18-36. Торцовые стенки и поперечные перегородки несут на себе подвесные

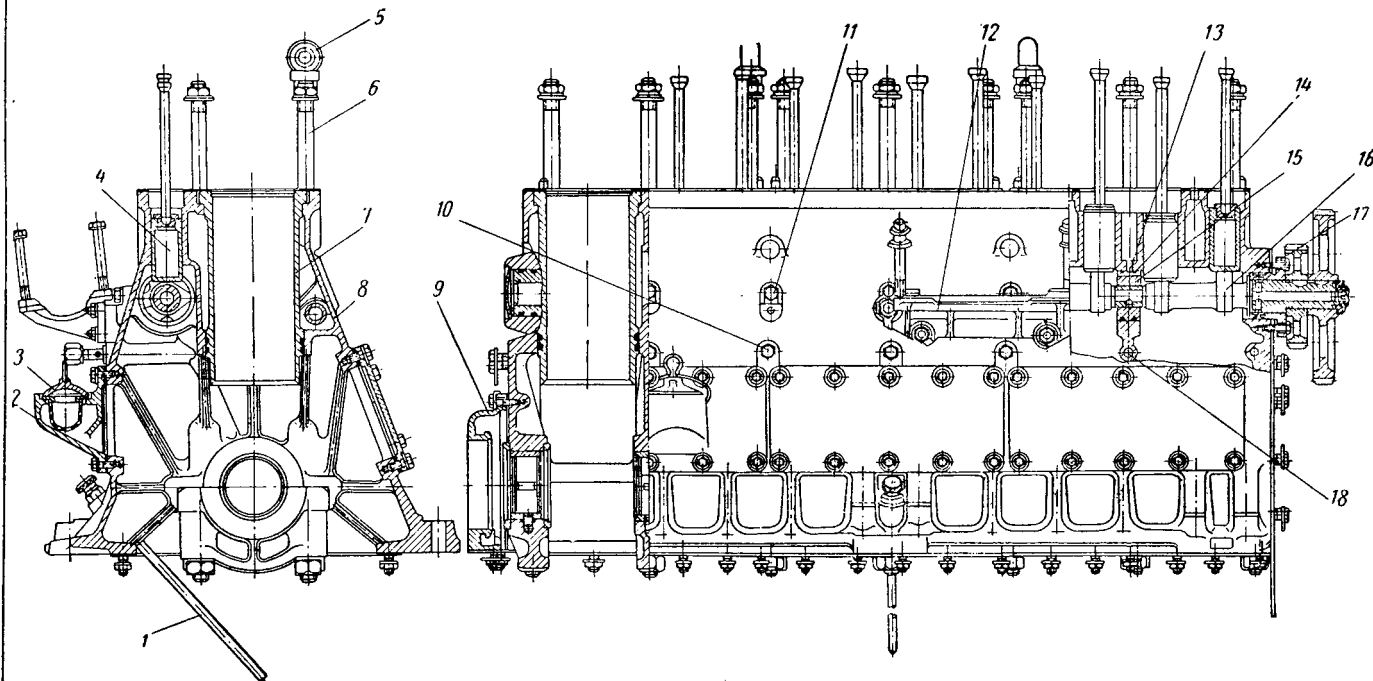


Фиг. 22. Тоннельный блок-картер дизеля $2\text{Ч } \frac{8,5}{11}$:

1 — блок-картер; 2 — втулка рабочего цилиндра, 3 — торцовая крышка блок-картера; 4 и 5 — крышки люков.

коренные подшипники. Крышки (подвески) подшипников плотно входят в вертикальные пазы поперечных перегородок. Поэтому шпильки, крепящие крышки подшипников, не испытывают боковых срезающих или изгибающих усилий, а работают только на растяжение. Крышки подшипников отлиты из чугуна СЧ 24-44. Взаимозаменяемые стальные вкладыши коренных подшипников залиты свинцовистой бронзой Бр. С30. Нижний вкладыш стопорится штифтом, а верхний сегментной шпонкой. Осевые усилия, действующие на коленчатый вал, воспринимаются бронзовыми полукольцами с обоих торцов крайнего со стороны маховика упорного подшипника.

В приливах торцовых стенок и поперечных перегородок расточены отверстия, в которые вставляются вкладыши подшипников



Фиг. 23. Блок-картер дизеля 6Ч $\frac{12}{14}$:

1 — указатель уровня масла; 2 — горловина для заливки масла; 3 — крышка горловины; 4 — толкатель; 5 — рымы для подъема дизеля; 6 — шпилька крепления крышки цилиндра; 7 — втулка цилиндра; 8 — блок-картер; 9 — крышка уплотнения фланца коленчатого вала; 10 — штуцер; 11 — стопорный болт; 12 — кронштейн топливного насоса; 13 — отверстие для отсоса газов из картера и для слива масла; 14 — пружинное кольцо; 15 — подшипник; 16 — распределительный вал; 17 — упорная втулка распределительного вала; 18 — канал для подвода смазки.

распределительного вала. Отверстия в вертикальных бобышках блок-картера без вставных втулок служат направляющими толкателей клапанов.

С обеих сторон блок-картера расположены люки, которые обеспечивают удобный доступ к деталям кривошипно-шатунного механизма.

К нижним полкам, усиливающим жесткость блок-картера, прилиты лапы крепления двигателя к фундаменту.

В бобышки поперечных перегородок верхней части блока ввернуты с тугой посадкой шпильки крепления крышек цилиндров.

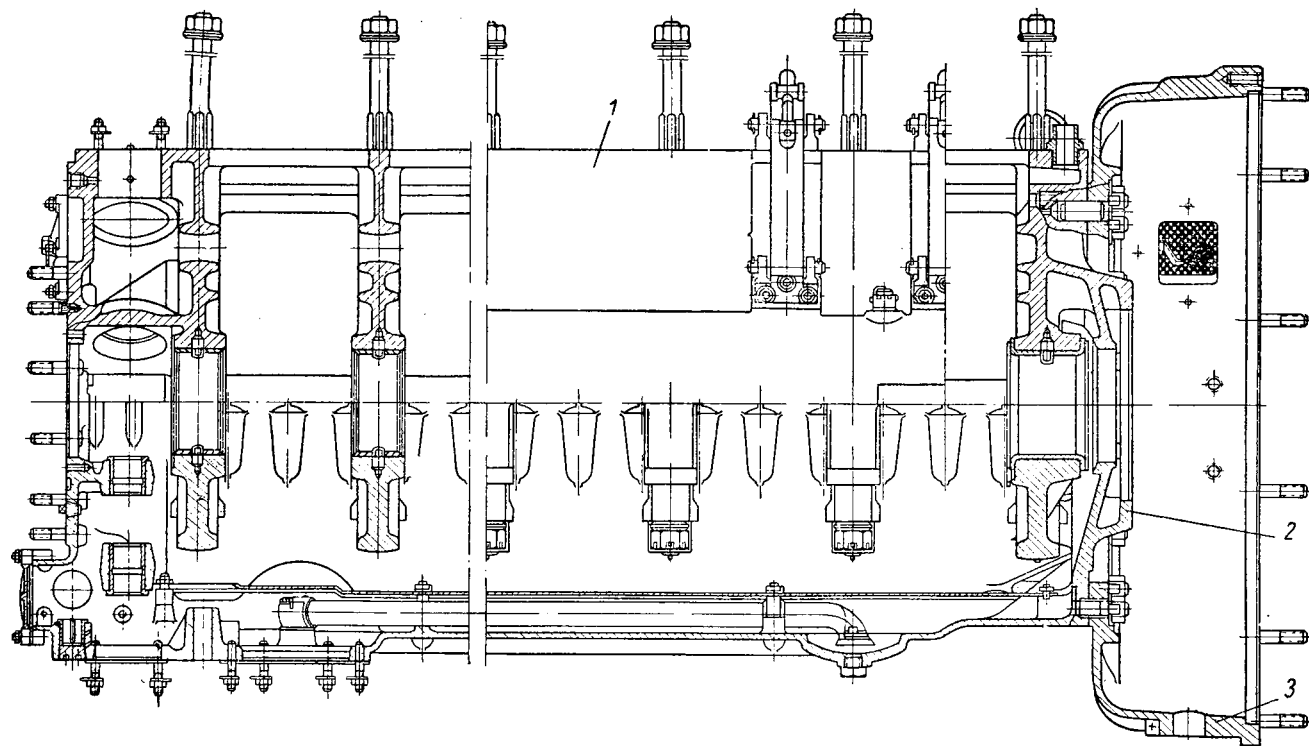
В качестве примера остова быстроходного дизеля с отдельными картером и блоком цилиндров может служить остов дизеля Дб. Основной деталью остова дизеля Дб является картер (фиг. 24), который состоит из верхней 1 и нижней 2 частей. К ним крепится кожух маховика 3. Материал картера серый чугун СЧ 24-44 или алюминиевый сплав АЛ-4.

Верхняя часть картера представляет открытую снизу отливку коробчатого сечения с поперечными перегородками. В верхней полке картера, на которой устанавливается блок цилиндров, расточено шесть отверстий. В эти отверстия входят выступающие из блока нижние части цилиндрических втулок. В бобышки поперечных перегородок ввернуты длинные шпильки, выступающие над верхней полкой. При помощи этих шпилек к картеру крепятся блок и крышка цилиндров.

В приливах поперечных перегородок расточены постели верхних половин вкладышей коренных подшипников. Нижние половины вкладышей уложены в крышки (подвески) подшипников, которые крепятся к картеру шпильками, ввернутыми в бобышки поперечных перегородок. Крышки подшипников с натягом 0,02—0,08 мм вставлены в прямоугольные пазы, профрезерованные в выступах поперечных перегородок, расположенных ниже плоскости разреза. Стальные вкладыши коренных подшипников залиты свинцовистой бронзой Бр. С30. Толщина вкладыша 5 мм, толщина заливки 0,75—0,80 мм. Коренной подшипник со стороны маховика является упорным. Вкладыш упорного подшипника имеет с обеих сторон буртики, залитые снаружи свинцовистой бронзой. На буртики опираются торцовые поверхности щек коленчатого вала, что удерживает вал от осевых перемещений. Вкладыши коренных подшипников удерживаются штифтами от поворачивания и осевых перемещений.

На боковой наклонной стенке верхней части картера с одной стороны расположены отлитые вместе с картером кронштейны для стартера и зарядного генератора. С другой стороны на наклонной площадке, проходящей вдоль картера, установлены топливные насосы и щиток управления, а ниже на литом кронштейне боковой стенки — масляный фильтр.

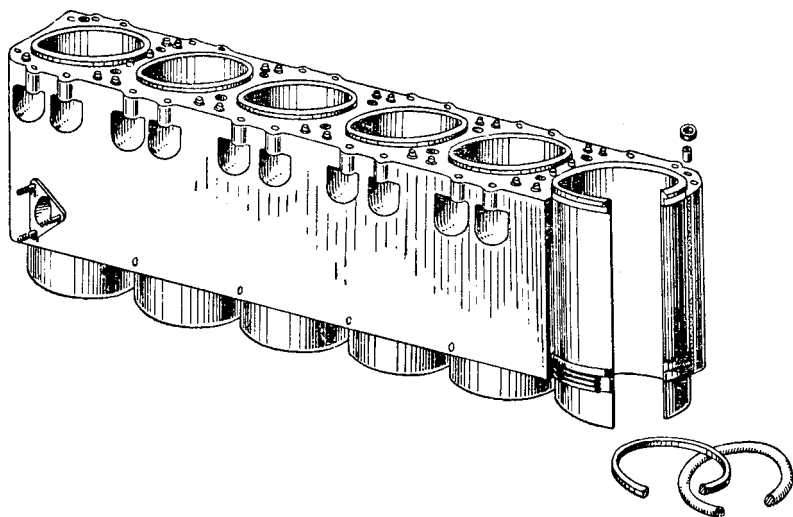
Со стороны, противоположной маховику, в верхней полке и наклонной площадке расточены отверстия. В эти отверстия вставлены литые алюминиевые корпуса подшипников (стаканы) для валиков



Фиг. 24. Картер дизеля Д6:

1 — верхняя часть картера; 2 — нижняя часть картера; 3 — кожух маховика.

привода газораспределения, топливного насоса и зарядного генератора. Рядом с корпусом подшипников валика привода газораспределения, в отверстие на верхней полке устанавливают сапун для выпуска из картера газов и паров масла. С этой же стороны картера на торцевой стенке расположен лючок, через который масло подводится к хвостовику коленчатого вала. На боковых стенках верхней части картера расположены четыре опорные лапы.



Фиг. 25. Рубашка (блок) цилиндров дизеля Д6.

Нижняя часть картера, имеющая корытообразную форму, почти полностью разгружена от усилий, возникающих под действием давления газов в цилиндре и сил инерции. Крепление нижней части картера к верхней осуществляется при помощи коротких сшивных шпилек, расположенных по всему контуру поверхности стыка. На нижней части картера установлены водяной, масляный и топливopодкачивающий насосы и передачи к ним. В последних сериях дизелей Д6 все вспомогательные механизмы, кроме откачивающего масляного насоса, установлены на верхней части картера (Д5У).

Рубашка (блок) цилиндров дизеля Д6 (фиг. 25) отливается из чугуна СЧ 18-36. Она представляет собой прямоугольную коробку, в верхней и нижней полках которой расточено шесть отверстий для запрессовки цилиндрических втулок. Буртики втулок выступают над поверхностью рубашки. На выступающие буртики втулок укладывается алюминиевая прокладка, уплотняющая стык рубашки с крышкой цилиндров. В зарубашечном пространстве блока расположено 14 вертикальных колодцев, через которые проходят анкерные шпильки, не соприкасающиеся с охлаждающей водой. Рубашки цилиндров соединяются с крышками цилиндров при помощи коротких сшивных шпилек.

Остов двенадцатицилиндровых дизелей Д12, В2-300 отличается от остова дизелей Д6 тем, что верхняя полка картера образует не горизонтальную поверхность, а две наклонные плоскости и узкую горизонтальную площадку между ними. На наклонных плоскостях установлены блоки цилиндров, а на горизонтальной площадке — двенадцатиплунжерный топливный насос. Подобную конструкцию остова имеет двенадцатицилиндровый дизель М601.

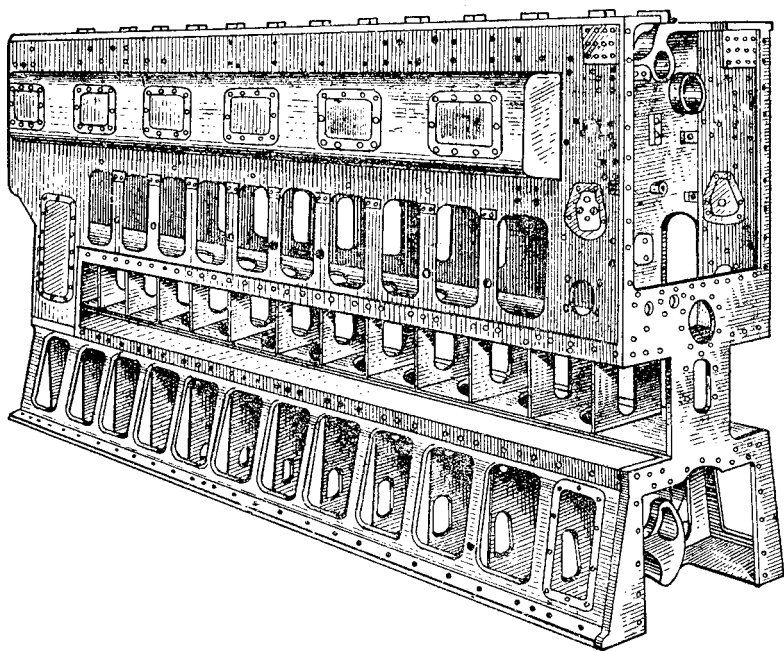
Характерным примером остова тихоходных дизелей большой мощности может служить остов дизелей 8ДР $\frac{43}{61}$. Он состоит из литой чугунной фундаментной рамы, станины и блока цилиндров. Фундаментная рама представляет собой отливку корытообразного сечения с одинарными поперечными перегородками между цилиндрами. Фундаментная рама состоит из двух частей, соединенных болтами. К нижней открытой плоскости рамы крепится болтами легкий сварной поддон из листовой стали. В полукольцевых приливах поперечных перегородок расположены постели коренных подшипников. Крышки подшипников крепятся к фундаментной раме шпильками. Стальные вкладыши коренных подшипников залиты баббитом. Через отверстия вертикальных приливов поперечных перегородок рамы пропущены анкерные болты, стягивающие раму, станину и блок.

Станина дизеля 8ДР $\frac{43}{61}$ состоит из трех частей, соединенных болтами. Люки на боковых стенках станины закрыты легкими крышками, нагруженными пружинами. Крышки люков являются предохранительными клапанами, открывающимися при мгновенном повышении давления в картере вследствие вспышки паров масла. Боковой выступ станины образует полку, на которой установлены двухплунжерные топливные насосы. В верхней полке станины расположены отверстия, в которые свободно входят нижние части цилиндровых втулок, запрессованные в блоке цилиндров.

Блок цилиндров, устанавливаемый на верхней полке станины, так же, как и фундаментная рама, состоит из двух частей. К боковым стенкам блока с одной стороны крепится выпускной коллектор, а с другой — продувочный ресивер. На верхней полке блока установлены стальные кольца, которые служат опорой буртиков цилиндровых втулок. Для предотвращения просачивания воды в выпускные и продувочные окна, а также в полость картера, на трех уплотнительных поясах цилиндровых втулок расположены резиновые и медные уплотнительные кольца. В верхнюю полку блока ввернуты шпильки, при помощи которых крепятся крышки цилиндров.

Остов двухтактного дизеля Д100 с противоположно движущимися поршнями (фиг. 26) представляет собой оригинальную сварную конструкцию. Весь остов состоит из вертикальных и горизонтальных стальных листов. Растягивающие усилия от давления газов и сил инерции воспринимают в основном поперечные вертикальные перегородки между цилиндрами. К поперечным перегородкам по бокам

приварены продольные вертикальные листы, а сверху и снизу — горизонтальные. Нижний из этих листов образует опорные лапы, при помощи которых дизель крепится к фундаменту. К этим горизонтальным листам и к поперечным перегородкам вверху и внизу приварены стальные литые опоры коренных подшипников. Бронзовые вкладыши коренных подшипников залиты баббитом. Стальные



Фиг. 26. Остов дизеля Д100.

крышки коренных подшипников крепятся к опорам болтами. Четыре горизонтальные продольные перегородки картера образуют полости продувочных ресиверов и выпускных коллекторов и отделяют кривошипные камеры от остального пространства остова. Втулки цилиндров буртиками крепятся к верхней горизонтальной перегородке и могут свободно расширяться вниз при нагреве. Сверху остов накрыт сварным кожухом, закрывающим кривошипный механизм верхнего коленчатого вала. Снизу к горизонтальному листу крепится стальной сварной поддон-маслосборник. На верхнем кожухе и внизу на боковых стенках установлены предохранительные клапаны на случай вспышки масла в картере.

§ 12. ЦИЛИНДРОВЫЕ ВТУЛКИ

Цилиндровые втулки бывают двух типов — мокрые и сухие. Более распространенные мокрые втулки непосредственно омываются водой. Сухие втулки вставляют в цилиндры с двойными стенками

и поэтому они не соприкасаются с охлаждающей жидкостью. Отвод тепла от сухих втулок происходит вследствие контакта с охлаждаемыми водой внутренними стенками цилиндров. Сухие цилиндровые втулки применяются на дизелях ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 (фиг. 10) и на автомобильных карбюраторных двигателях ГАЗ-51, МЗМА-401 и др. У дизелей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 чугунные втулки свободно вставлены в блок-картер и опираются буртиками на верхнюю плоскость блока. У карбюраторных автомобильных двигателей короткие стальные втулки запрессованы в верхнюю часть цилиндра. Применение сухих втулок связано с усложнением отливки блока цилиндров, но устраняет возможность течи охлаждающей жидкости в картер.

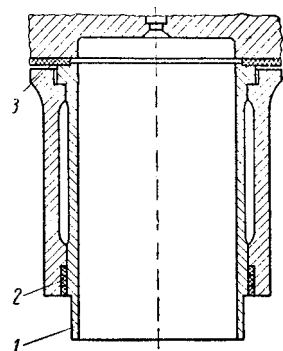
На фиг. 27 показана наиболее распространенная конструкция мокрой цилиндровой втулки. Почти все мокрые втулки изготовляют из чугуна. В верхней части втулки есть опорный буртик, который обычно входит в выточку на верхней полке блока. На наружной цилиндрической поверхности втулки расположены два посадочных пояса, плотно входящих в центрирующие отверстия цилиндра. На нижнем посадочном поясе протачивают канавки и в них вставляют резиновые уплотнительные кольца или же уплотнительные кольца вставляют в канавки, проточенные в цилиндре (фиг. 27). У двухтактных двигателей обычно бывают два посадочных пояса с резиновыми или медными уплотнительными кольцами. Пояса располагают над и под поясом продувочных и выпускных окон.

Материал, качество механической обработки, правила приемки и методы испытаний цилиндрических втулок стационарных и судовых дизелей определяются по ГОСТу 7274-45 «Втулки чугунные для цилиндров дизелей и газовых двигателей. Технические условия».

В соответствии с ГОСТом 7274-54 втулки должны быть изготовлены из серого модифицированного или легированного чугуна с механическими свойствами не ниже, чем у чугуна СЧ 21-40. Твердость втулок должна быть не менее $H_B = 170 \div 190$ (в зависимости от диаметра цилиндра).

На внутренней поверхности втулок не допускаются раковины: на $\frac{1}{3}$ длины от буртика (у дизелей с противоположно движущимися поршнями на $\frac{1}{6}$ длины втулки в обе стороны от оси форсунки) и у двухтактных двигателей — в промежутках между окнами. Исправление дефектов поверхностей втулок заваркой не допускается.

Чистота обработки поверхностей должна быть не ниже $\nabla\nabla\nabla 9 - \nabla\nabla\nabla 7$ (в зависимости от диаметра цилиндра) у внутренней



Фиг. 27. Мокрая цилиндровая втулка:

1 — втулка; 2 — резиновые уплотнительные кольца; 3 — уплотнительная прокладка.

поверхности, $\nabla\nabla 6$ у посадочных поясов и опорной поверхности буртика, $\nabla\nabla 5$ у всех остальных поверхностей.

Внутренняя поверхность втулки должна быть обработана по 2-му классу точности (А). Овальность и конусность этой поверхности не должна превышать 0,8 допуска на диаметр. Биение посадочных поясков относительно оси втулки должно быть в зависимости от диаметра цилиндра не более 0,05—0,10 мм, а биение нижнего торца опорного буртика относительно внутренней поверхности втулки не должно быть более 0,03—0,05 мм.

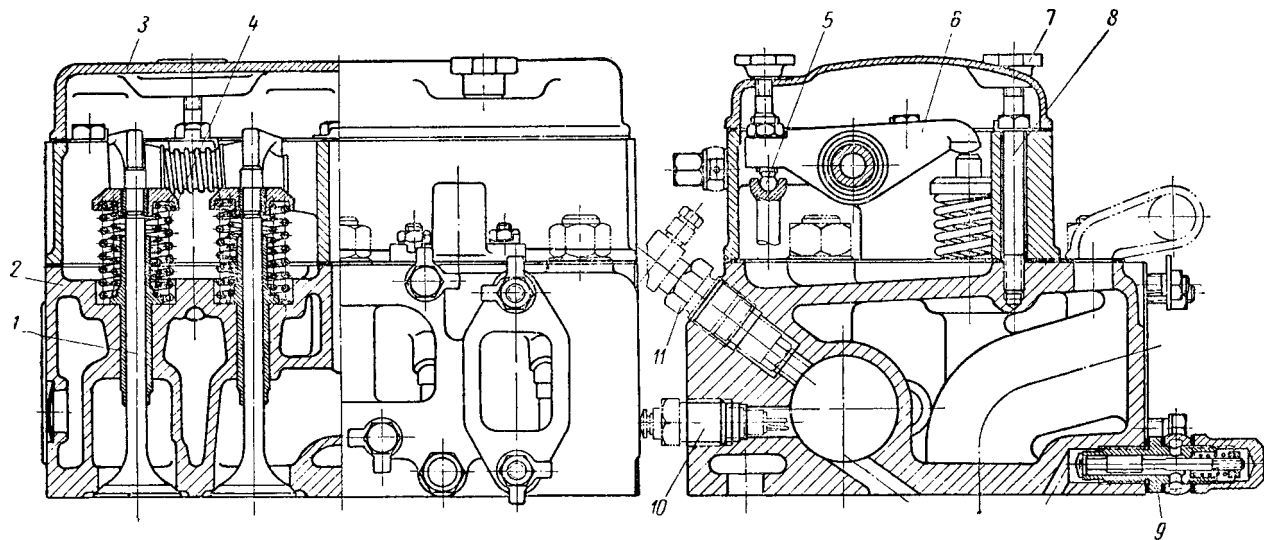
Каждую втулку необходимо подвергать гидравлическому испытанию (опрессовыванию) под давлением не менее 5 кг/см^2 по всей длине. Верхнюю часть втулки на $\frac{1}{3}$ длины требуется испытывать под давлением, в 1,5 раза превышающем наибольшее давление цикла $p_{\text{цк}}$. Для втулок с внутренним диаметром до 200 мм и с обработанной наружной поверхностью дополнительное опрессовывание верхней их части не обязательно.

§ 13. КРЫШКИ ЦИЛИНДРОВ

Крышки цилиндров бывают индивидуальными — для одного цилиндра и блочными — общими для нескольких цилиндров. Индивидуальные крышки применяют главным образом для тихоходных дизелей. Блочные крышки применяют для быстроходных двигателей массового или крупносерийного производства. Применяются также крышки, общие для нескольких цилиндров, чаще всего для двух. Такие крышки можно устанавливать на двух-, четырех- и шестицилиндровые двигатели одного и того же ряда.

В качестве примера крышки, общей для двух цилиндров, может служить крышка дизелей 6Ч $\frac{12}{14}$ (фиг. 28). Материал этой крышки — серый чугун СЧ 18-36. Вихревая камера цилиндрической формы не имеет жаростойкой вставки. Вихревая камера отлита за одно со стенками крышки 2. Каналы впускных и выпускных клапанов выведены в одну сторону сбоку крышки. Соседние каналы впускных клапанов обоих цилиндров объединены и заканчиваются общим фланцем. В бобышки стенок каналов запрессованы чугунные втулки — направляющие клапанов. Седлами клапанов являются фаски в крышке. На верхней плоскости крышки установлен кронштейн коромысел, который крепится к крышке шпильками. Сверху клапанный механизм закрыт алюминиевым колпаком. В боковые стенки крышки ввернута форсунка 11, свеча накаливания 10 и пусковые клапаны 9. Полость клапанного механизма, а через нее и кривошипная камера сообщается при помощи небольших отверстий с каналами впускных клапанов. Благодаря этому уменьшается давление в картере и утечки масла.

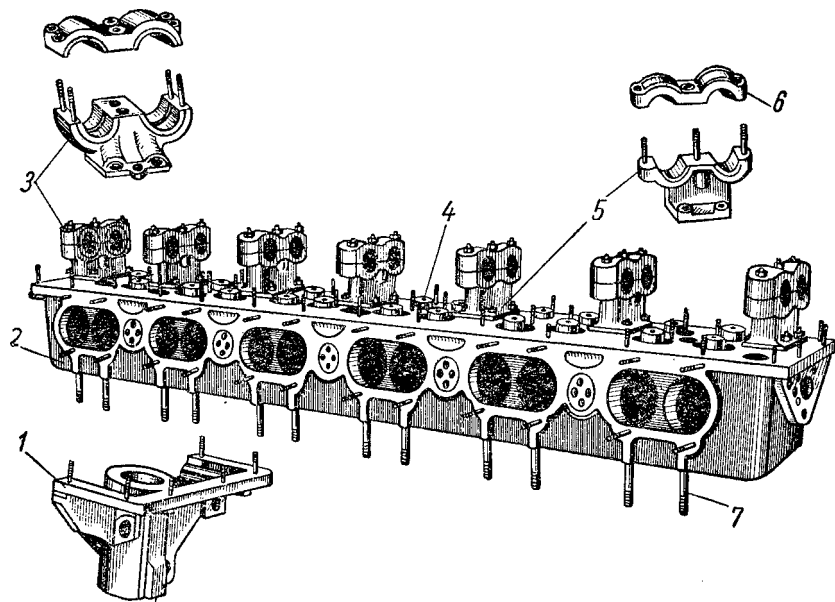
Крышка 2 цилиндров дизелей Д6, Д12 и В2-300 (фиг. 29) выполнена общей для всех шести цилиндров блока. Она отливается из



Фиг. 28. Крышка цилиндров дизеля 6Ч $\frac{12}{14}$:

1 — клапан; 2 — крышка цилиндра 3 — крышка колпака клапанного механизма; 4 — пружины клапана. 5 — регулировочный винт; 6 — коромысло; 7 — зажим; 8 — шпилька; 9 — пусковой клапан. 10 — свеча накаливания, 11 — форсунка.

алюминиевого сплава АЛ-9 (кокильное литье). У дизелей этого ряда в каждом цилиндре расположены четыре клапана (два впускных и два выпускных) и соответственно четыре канала для газообмена. Впускные и выпускные каналы направлены в противоположные стороны. Поэтому впускной трубопровод крепится шпильками к одной боковой стороне крышки, а выпускной — к противоположной. При такой схеме расположения клапанов можно достичь более

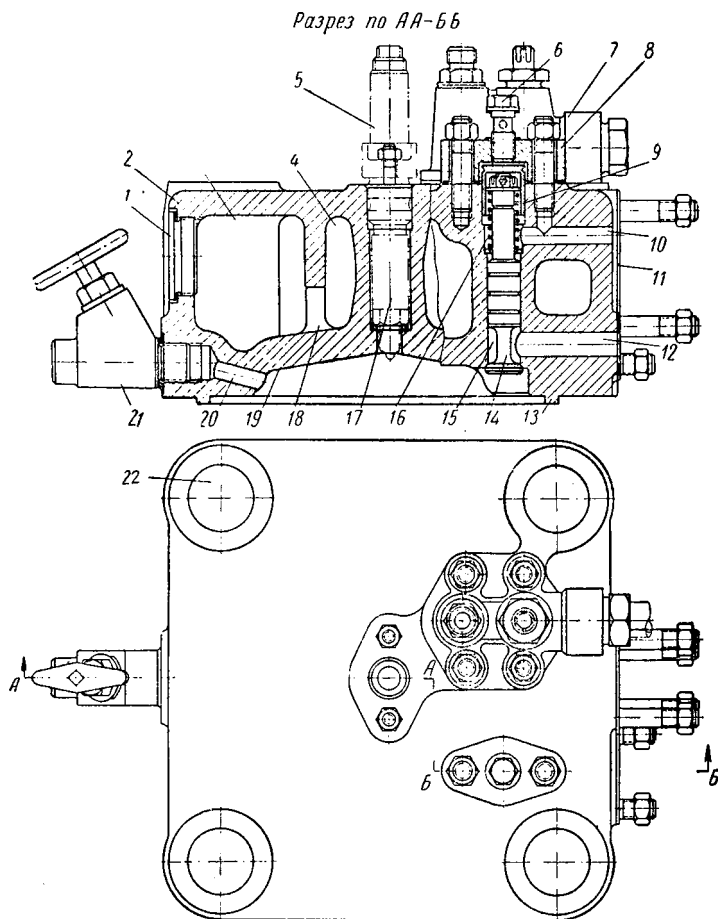


Фиг. 29. Крышка цилиндров дизелей Д6, Д12 и В2-300:

1 — коробка валика передачи к распределительным валам; 2 — крышка цилиндров; 3 — упорный подшипник; 4 — направляющая клапана. 5 — основание подшипника распределительных валов; 6 — крышка подшипника; 7 — шпильные шпильки.

высокого коэффициента наполнения и более хорошего охлаждения выпускных клапанов. В бобышки стенок каналов запрессованы чугунные направляющие клапанов. В нижней полке крышки расположены шесть цилиндрических выемок, куда входят головки поршней при положении поршня в в. м. т. В отверстия под клапаны запрессованы стальные седла. К одному из торцов крышки крепится алюминиевая коробка 1, в которой находится подшипник валика передачи к распределительным валам. Литые алюминиевые подшипники распределительных валов установлены на верхней полке крышки. Подшипник 3 штампуются из алюминиевого сплава АК-4 и является упорным. Перепуск воды из рубашки в крышку осуществляется при помощи алюминиевых трубочек (по четыре на цилиндр), вставленных в отверстия нижней полки крышки и верхней полки рубашки.

Крышки цилиндров двухтактных двигателей имеют более простую форму, чем четырехтактных. На фиг. 30 показана крышка цилиндра двухтактного дизеля Д $\frac{19}{30}$, отливаемая из серого чугуна



Фиг. 30. Крышка цилиндра дизеля Д $\frac{19}{30}$:

1 — пробка; 2 — крышка цилиндра; 3 — водяная полость; 4 — центральный кольцевой пояс водяной полости; 5 — форсунка; 6 — болт; 7 — водяной клапан; 8 — фланец; 9 — поршень пускового клапана; 10 — канал для пускового воздуха; 11 — фланец газоотборного клапана; 12 — канал для подвода основного пускового газа; 13 — буртик; 14 — пусковой клапан; 15 — отверстие для пускового клапана; 16 — пружина; 17 — отверстие для форсунки; 18 — окна для протока охлаждающей воды; 19 — днище камеры сгорания; 20 — канал к индикатору; 21 — индикаторный кран; 22 — отверстия для шпилек.

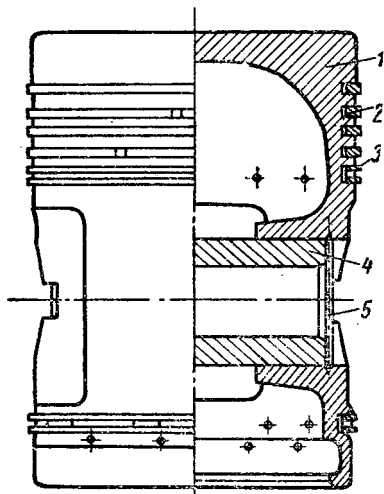
СЧ 24-44. В ней размещены форсунка 5, обратный пусковой клапан 14, водяной клапан 7 для регулирования количества воды, выходящей из дизеля, и индикаторный кран 21.

ГЛАВА IV

КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ

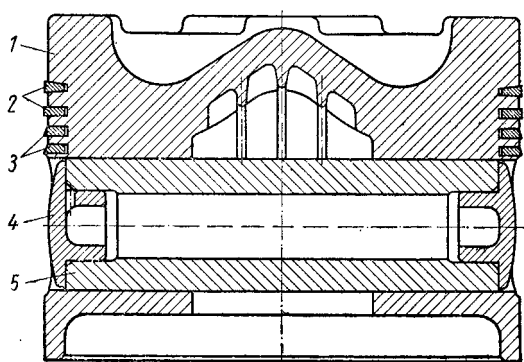
§ 14. ПОРШНИ, ПОРШНЕВЫЕ КОЛЬЦА, ПОРШНЕВЫЕ ПАЛЬЦЫ

Основные детали кривошипно-шатунного механизма — это поршень, поршневой палец, шатун и коленчатый вал. Назначение кривошипно-шатунного механизма заключается в преобразовании возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение коленчатого вала.



Фиг. 31. Поршень дизеля Ч $\frac{10,5}{13}$:

1 — поршень; 2 — уплотнительное поршневое кольцо; 3 — маслосъемное кольцо; 4 — поршневой палец; 5 — пружинное кольцо.



Фиг. 32. Поршень дизеля М601:

1 — поршень; 2 — уплотнительное поршневое кольцо; 3 — маслосъемное поршневое кольцо; 4 — заглушка поршневого пальца; 5 — поршневой палец.

Газы в цилиндре при расширении непосредственно воздействуют на поршень, который испытывает высокие механические и тепловые нагрузки.

На фиг. 31 показан поршень дизеля Ч $\frac{10,5}{13}$ с поршневым пальцем и поршневыми кольцами. Основными частями поршня является головка, днище которой воспринимает давление газов; юбка (тронк), направляющая движение поршня в цилиндре; бобышки, в отверстиях которых вставлен поршневой палец.

В зависимости от конструктивных особенностей двигателя поршни бывают литыми чугунными, а также литыми или штампованными из алюминиевых сплавов. Для быстроходных дизелей, в особенности четырехтактных, с целью уменьшения сил инерции и улучшения отвода тепла применяют главным образом алюминиевые поршни. Штампованные поршни из алюминиевого сплава устанавливают на быстроходных дизелях Ч $\frac{10,5}{13}$, 6Ч $\frac{12}{14}$, Д6, Д12, М601 (фиг. 32) и Ч $\frac{23}{30}$.

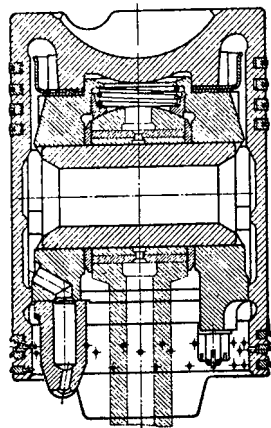
Литые алюминиевые поршни применяют для дизелей КДМ-46, Д50 и др. Чугунные поршни имеют четырехтактные тракторные дизели Д54 (выпуска до 1958 г.), двухтактные дизели ЯАЗ-204 и 206 (фиг. 10), Д $\frac{16,5}{20}$, Д $\frac{19}{30}$, Д $\frac{30}{50}$, 8ДР $\frac{43}{61}$ и Д100 (фиг. 33). Изготовление поршней двухтактных дизелей из чугуна обусловлено главным образом стремлением к повышению жаростойкости.

Форма днища поршня зависит от особенностей рабочего цикла двигателя. У дизелей со струйным смесеобразованием выскма в доньшке поршня образует обычно камеру сгорания. Дизели с разделенной камерой сгорания имеют поршни с плоским днищем или с небольшой выемкой, способствующей лучшему перетеканию газов из предкамеры или вихревой камеры в цилиндры. У карбюраторных двигателей днище поршня обычно плоское.

На боковой поверхности головки поршня расположены канавки для колец. Число поршневых колец зависит от типа двигателя, его быстроходности и особенностей рабочего цикла. Чем меньше давление газов в цилиндре и продолжительность рабочего цикла, тем меньше будет пропуск газов поршневыми кольцами и, следовательно, тем меньшее число колец можно устанавливать на поршне. Наименьшее число колец бывает у быстроходных карбюраторных двигателей. Так, например, у поршней автомобильных двигателей МЗМА-401 («Москвич») и ГАЗ-51 расположено всего три поршневых кольца, а у поршня тихоходного двухтактного дизеля 8ДР $\frac{43}{61}$ — семь колец.

Юбка поршня имеет очень небольшую длину у быстроходных четырехтактных двигателей. Это объясняется стремлением к максимальному снижению веса поршня и сил инерции. Поршни двухтактных тихоходных дизелей (Д $\frac{19}{30}$, Д $\frac{30}{50}$, Д $\frac{43}{61}$) имеют длинную юбку, так как, находясь в в. м. т., поршень должен закрывать продувочные и выпускные окна. У большинства дизелей на нижней части юбки устанавливают маслосъемные кольца.

Бобышки поршня связывают с головкой сплошными приливами или ребрами для передачи усилий от доньшка поршневому пальцу. Боковые усилия, передаваемые на юбку поршня через поршневой палец и бобышки, вызывают овализацию поршня. Чтобы не происходило заедания поршня в цилиндре, иногда юбке заранее придают овальную форму. Причем большую ось эллипса располагают перпендикулярно к оси поршневого пальца. Величину овальности



Фиг. 33. Поршень дизеля Д100.

подбирают такой величины, чтобы под действием боковых усилий юбка поршня приняла цилиндрическую форму. У поршней некоторых автомобильных карбюраторных двигателей (ЗИЛ-110) юбка имеет косой разрез, что придает ей пружинящие свойства и позволяет уменьшить зазор между поршнем и цилиндром. Благодаря этому удастся уменьшить или избежать стука поршней во время работы. Для повышения эластичности таких поршней юбку отделяют

от головки горизонтальными прорезами.

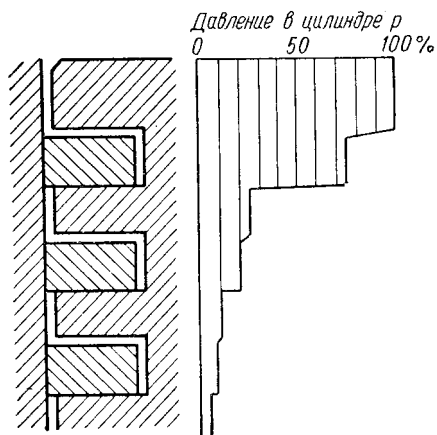
У двигателей большой мощности, и в особенности у двухтактных, нагрев поршня настолько велик, что приходится применять охлаждение поршня маслом или водой. Так, например, жидкостное охлаждение поршней применяется у дизелей

ЯАЗ-204, Д $\frac{19}{30}$, 8ДР $\frac{43}{61}$, Д100.

Поршни дизелей ЯАЗ и Д $\frac{19}{30}$

охлаждаются струей масла, вытекающей из отверстия в верхней головке шатуна. У дизелей Д100 масло для охлаждения также подводится через шатун

Фиг. 34. Уменьшение давления газов в зазорах между поршневыми кольцами и стенками канавок поршня.

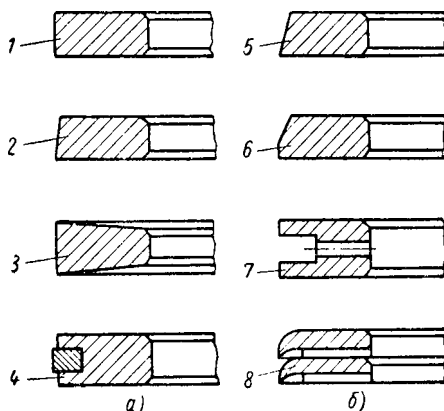


в замкнутую полость головки поршня. У дизелей 8ДР $\frac{43}{61}$ масло в полость головки поршня подводится по телескопическим трубам.

Поршневые кольца бывают уплотнительными (компрессионными) и маслосъемными. Уплотнительные кольца препятствуют пропуску газов из цилиндра в картер, а маслосъемные кольца предохраняют от попадания масла из картера внутрь цилиндра. Уплотнительные кольца, кроме того, отводят тепло от головки поршня в охлаждаемые стенки цилиндра. Уплотняющее действие поршневых колец основано на том же принципе, что и действие лабиринтного уплотнения с чередующимися малыми и большими зазорами (фиг. 34) или щелями. В этом случае давление газов перед последним зазором значительно меньше начального давления и поэтому пропуск газов невелик. Наибольшее давление газы имеют перед верхним кольцом. При перетекании газов через узкие торцовые и сравнительно широкие радиальные зазоры между поршневыми кольцами и стенками канавок давление постепенно уменьшается. Перед последним уплотнительным кольцом давление газов составляет всего 5—10% от давления в цилиндре. При увеличении числа поршневых колец пропуск газов уменьшается, но возрастают потери от трения. У быстроходных дви-

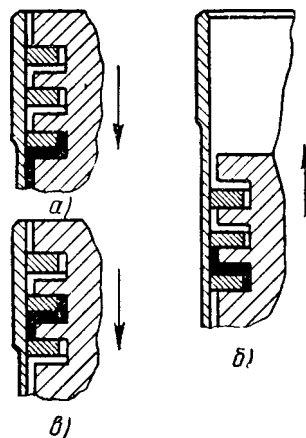
гателей размеры поршней и проходные сечения, через которые может происходить пропуск газов, невелики и все процессы протекают в очень короткие промежутки времени; поэтому достаточно эффективное уплотнение можно достичь при небольшом числе колец. У тихоходных двигателей, во избежание пропуска газов, устанавливается большее число уплотнительных поршневых колец.

Уплотнительные поршневые кольца имеют обычно прямоугольное сечение (фиг. 35, *а*) с закруглениями или фасками с внутренней



Фиг. 35. Форма поршневых колец:

а — уплотняющие (компрессионные) кольца; *б* — маслосъемные кольца; 1 — прямоугольного сечения; 2 — коническое; 3 — трапециевидного сечения; 4 — с бронзовым пояском; 5 — коническое; 6 — коническое с цилиндрическим пояском; 7 — коромыслового сечения; 8 — скребкового типа (двойное).



Фиг. 36. Насосное действие поршневых колец:

а, б и в — последовательное движение поршня.

стороны. Иногда применяют поршневые кольца 3 (фиг. 35) с трапециевидным сечением, которые меньше заклиниваются, чем прямоугольные. Наружную поверхность колец для уменьшения износа покрывают слоем пористого хрома, который повышает твердость рабочей поверхности. Поры или каналы в слое хрома, поглощая (абсорбируя) смазку, способствуют сохранению на поверхности колец масляной пленки и уменьшению сил трения.

Маслосъемные кольца могут быть различной формы (фиг. 35, *б*). Наиболее широкое распространение получили конические, скребковые и коромысловые маслосъемные кольца.

Вследствие того что поршневые кольца попеременно прижимаются то к верхней, то к нижней стенке канавки, происходит перекачивание масла внутрь цилиндра (фиг. 36). Это явление носит название насосного действия колец. Маслосъемные кольца, напротив, соскребают часть масла со стенок цилиндра и через маслоотводящие отверстия сбрасывают его в картер.

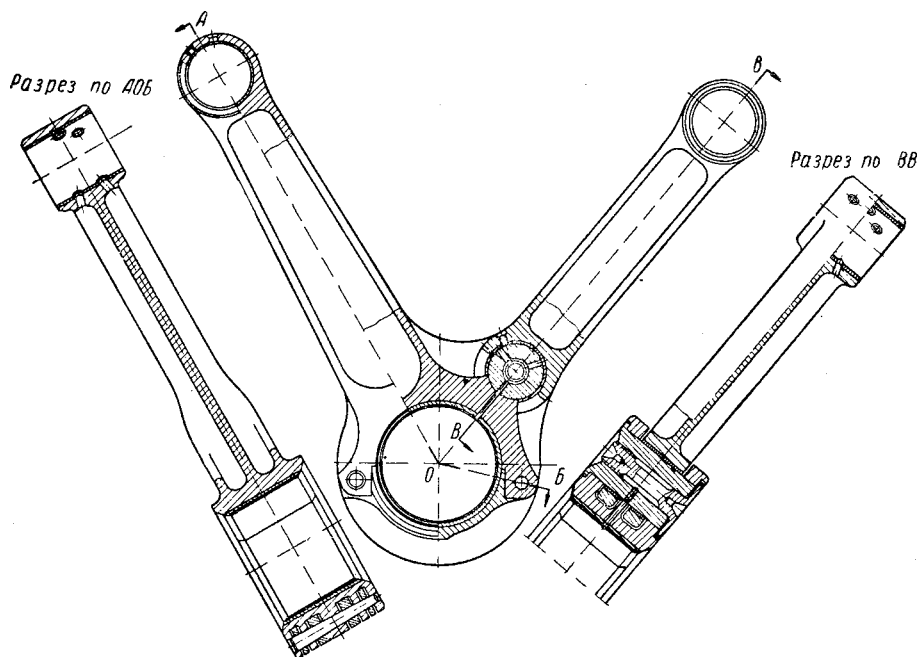
Материал поршневых колец, его микроструктура, чистота и точность механической обработки определены по ГОСТу 7133-54 «Кольца поршневые дизелей и газовых двигателей. Технические условия». Микроструктура металла колец должна представлять собой мелкопластинчатый или сорбитообразный перлит с равномерно распределенным графитом. Твердость готовых колец должна быть $H_{RC} = 96 \div 107$ для колец с наружным диаметром до 150 мм и $H_{RC} = 92 \div 105$ для колец с диаметром свыше 150 мм. Наружная цилиндрическая поверхность верхнего уплотнительного кольца четырехтактных дизелей с диаметром цилиндра меньшим или равным 200 мм должна быть покрыта пористым хромом. Чистота обработки торцевых поверхностей должна быть не ниже $\nabla\nabla\nabla 8$, а цилиндрической поверхности — не ниже $\nabla\nabla 6$. Радиальный зазор (просвет) между кольцом и контрольным калибром на дуге 45° не более чем в двух местах и не более 30° от замка не должен превышать 0,03 мм для колец с наружным диаметром до 150 мм и 0,05 мм для колец с диаметром свыше 150 мм. Коробление торцевых поверхностей не должно превышать 0,03 — 0,07 мм в зависимости от наружного диаметра.

Поршневые пальцы бывают двух типов: 1) пальцы, закрепленные в верхней головке шатуна или в поршне, и 2) плавающие пальцы, т. е. незакрепленные. У большинства современных поршневых двигателей применяются поршневые пальцы «плавающего» типа. Преимущество такой конструкции — равномерный износ пальца. От осевых перемещений «плавающие» пальцы удерживаются пружинящими стальными кольцами, вставленными в бобышки поршня (фиг. 31), или алюминиевыми грибообразными заглушками (фиг. 32). Поршневые пальцы изготавливают из малоуглеродистой стали 20 или из легированных сталей 20Х, 12ХН2А, 12ХН3А (для азотируемых пальцев). Наружную поверхность пальцев цементируют, закачивают или азотируют и шлифуют. Ее твердость составляет $H_{RC} = 56 \div 64$. Чистота обработки должна быть не ниже $\nabla\nabla\nabla 10$ для наружной цилиндрической поверхности пальцев диаметром до 80 мм, $\nabla\nabla\nabla 9$ для пальцев диаметром свыше 80 мм и $\nabla\nabla 5$ для внутренней поверхности пальцев. Точность изготовления пальцев по 2-му классу. Материал, термообработка и качество механической обработки поршневых пальцев дизелей и газовых двигателей регламентируется ГОСТом 8052-56 «Пальцы поршневые дизелей и газовых двигателей. Технические требования».

§ 15. ШАТУНЫ

Назначение шатуна — передавать движение от поршневого пальца кривошипу коленчатого вала. Шатун состоит из верхней головки, стержня и нижней головки (фиг. 37). В верхнюю головку обычно запрессовывается бронзовая втулка, которая служит подшипником поршневого пальца. Смазка к этому подшипнику подводится под давлением по каналу в стержне шатуна или разбрызги-

ванием через отверстия в верхней головке. У двухтактных дизелей поршневой палец в течение всего рабочего цикла прижат к нижней стороне втулки. Вследствие этого подвод смазки к наиболее нагруженным трущимся поверхностям вызывает затруднения. Этим объясняется, что у многих двухтактных дизелей ($D \frac{16,5}{20}$, $D \frac{19}{30}$ и др.) в верх-



Фиг. 37. Шатуны дизеля М601.

ней головке шатуна вместо подшипника скольжения поставлен игольчатый подшипник, к которому не требуется подводить смазку под давлением.

Стержень шатуна у быстроходных двигателей имеет двухтавровое сечение. У дизелей, изготавливаемых небольшими сериями, применяют шатуны со стержнем круглого сечения ($D \frac{30}{50}$, 8ДР $\frac{43}{61}$ и др.), у которых материал используется менее целесообразно, чем у шатунов со стержнем двутаврового сечения, но не требуется изготовления дорогостоящих штампов.

Нижняя головка шатуна, как правило, выполняется за одно целое со стержнем (фиг. 37), но иногда бывает отъемной, т. е. так называемого «морского» типа, как например, у двухтактных тихоходных дизелей $D \frac{30}{50}$. Применение отъемной нижней головки шатуна вызвано несовершенством технологии механической обработки, из-за чего

приходится при помощи прокладок между стержнем и нижней головкой регулировать длину шатуна для получения требуемой величины пространства сжатия.

Для двухрядных V-образных двигателей применяют сочлененные (фиг. 37) или центральные шатуны.

Вкладыши нижней головки шатуна в большинстве случаев изготавливают из стали и заливают свинцовистой бронзой или баббитом. Заливка свинцовистой бронзой применяется для вкладышей сильно нагруженных подшипников. Чтобы улучшить приработку и повысить срок службы подшипников, на рабочую поверхность свинцовистой бронзы у наиболее нагруженных дизелей наносят свинцовисто-оловянистое покрытие.

В последнее время для двигателей небольшой мощности начали применять вкладыши из биметаллической ленты (сталь — алюминиевый сплав).

Шатуны обычно изготавливают штамповкой из углеродистой стали 45 и для мощных быстроходных дизелей из легированной стали 18ХНВА.

Крышка нижней головки шатуна крепится болтами или шпильками. Крепление крышки шатуна поперечными коническими штифтами у дизеля М601 показано на фиг. 37.

Согласно ГОСТу 6907-54 «Болты шатунные дизелей и газовых двигателей. Технические условия», для изготовления шатунных болтов должна применяться сталь марки 30ХН3А, а для болтов двухтактных тихоходных двигателей сталь марки 35У. Чистота поверхности центрирующих поясков, упругой части стержня и галтелей должна быть не ниже $\nabla\nabla\nabla 8$ (у двухтактных тихоходных двигателей $\nabla\nabla\nabla 7$), а резьбы — не ниже $\nabla\nabla 6$. Центрирующие пояски должны быть изготовлены с допусками ходовой посадки Х, а резьба не ниже степени точности f .

Гайки шатунных болтов должны изготавливаться в соответствии с ГОСТом 6906-54 из стали марки 40Х и для двухтактных тихоходных двигателей — из стали 35. Чистота опорной поверхности гаек должна быть не ниже $\nabla\nabla 6$.

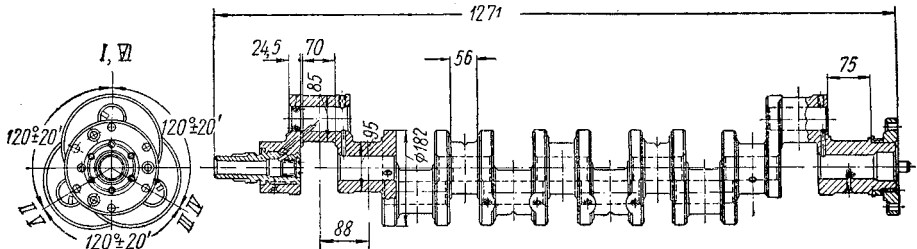
§ 16. КОЛЕНЧАТЫЕ ВАЛЫ

Основными элементами коленчатого вала являются коренные шейки, которыми он опирается на коренные подшипники, шатунные шейки, на которые опираются нижние головки шатунов, и щеки, связывающие коренные и шатунные шейки.

Примером коленчатого вала многоцилиндрового дизеля может служить вал дизелей Д6 и Д12 (фиг. 38). Для уменьшения сил инерции вращающихся масс размеры шатунных шеек при проектировании стремятся как можно больше сократить. У многих двигателей шатунные шейки выполняют полыми, а их полости с обеих сторон закрывают заглушками. Во внутренние полости шатунных шеек из коренных подшипников по каналам подводится масло.

Щеки кривошипов бывают прямоугольной (фиг. 39), эллиптической и круглой формы. Коленчатые валы быстроходных высоконагруженных двигателей имеют круглые или эллиптические щеки, у которых ширина в опасном сечении между шейками больше, чем у прямоугольных.

Коренные шейки обычно имеют больший диаметр, чем шатунные. У четырех- и шестицилиндровых четырехтактных двигателей средняя коренная шейка, расположенная между направленными в одну сторону кривошипами, иногда бывает длиннее остальных.



Фиг. 38. Коленчатый вал дизелей Д6 и Д12: I, II, III, IV, V и VI — взаимное расположение разных колен.

На прочность коленчатого вала большое влияние оказывают размеры галтелей и величина «перекрытия» коренных и шатунных шеек. При неправильно выбранных малых радиусах галтелей увеличивается концентрация напряжений у перехода от шейки к щеке и снижается запас прочности вала. «Перекрытие» шатунной и коренной шеек определяется полуразностью суммы их радиусов и радиуса кривошипа. Если сумма радиусов коренной и шатунной шеек больше радиуса кривошипа, значит шейки заходят одна за другую и величина опасного сечения щеки возрастает. Одновременно возрастает и жесткость вала. Перекрытие шеек обычно бывает у короткоходовых двигателей, т. е. имеющих отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D , близкое к единице.

К одному из концов коленчатого вала крепится маховик. Крепление маховика осуществляется разными способами. Чаще всего коленчатый вал заканчивается фланцем, к которому маховик крепится болтами. У двигателей малой мощности маховик иногда насаживают на конический хвостовик со шпонкой.

С противоположной стороны коленчатого вала обычно бывает расположена шестерня привода газораспределения и вспомогательных механизмов.

Наиболее распространенные расположения колен и порядок вспышек у четырехтактных и двухтактных двигателей показаны в табл. 8 и 9.

Требования к кованым и штампованным коленчатым валам дизелей и газовых двигателей изложены в ГОСТе 704-52 «Валы коленчатые дизелей и газовых двигателей. Технические условия».

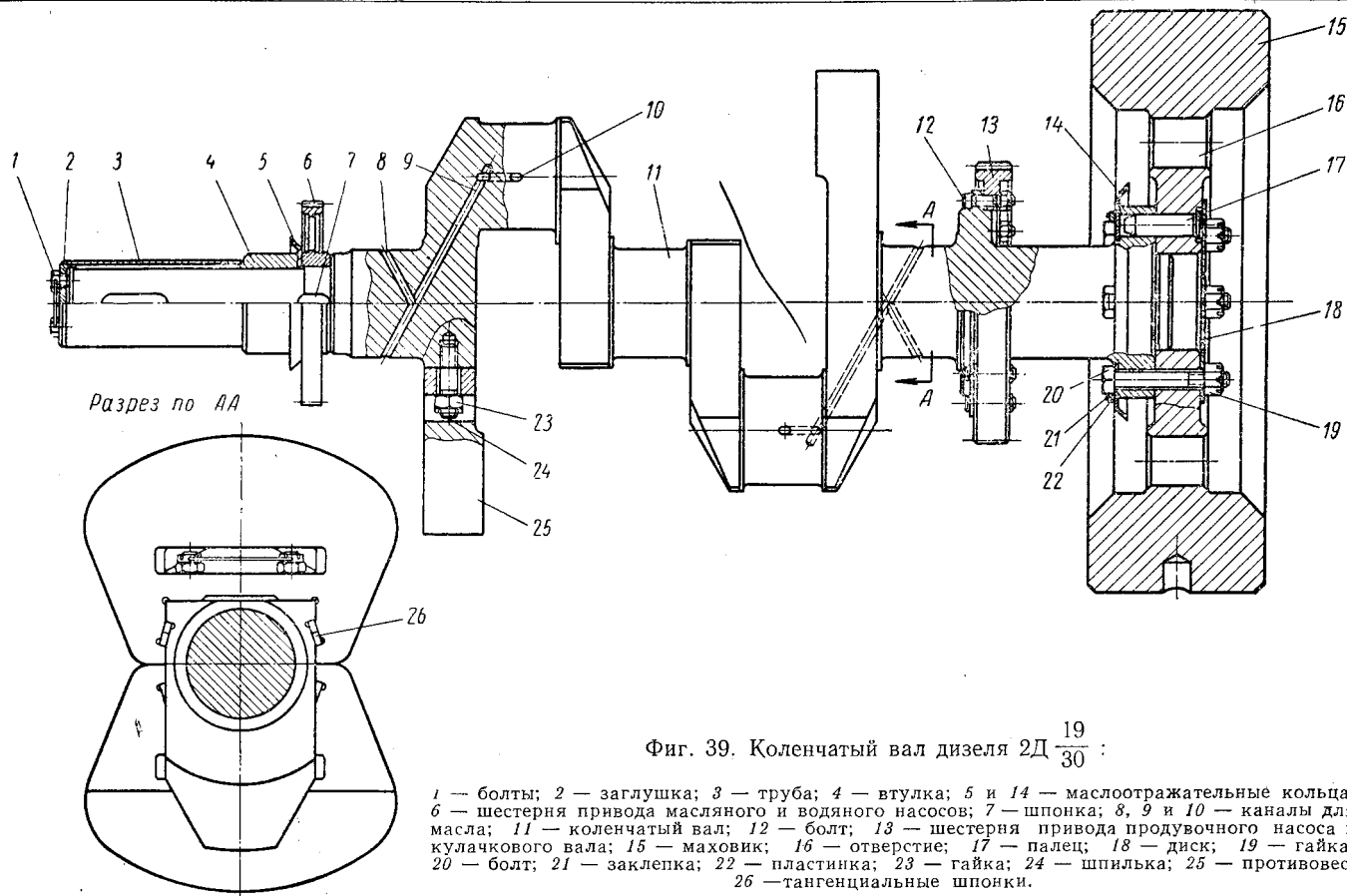


Таблица 8

Расположение кривошипов и чередование вспышек в цилиндрах четырехтактных дизелей

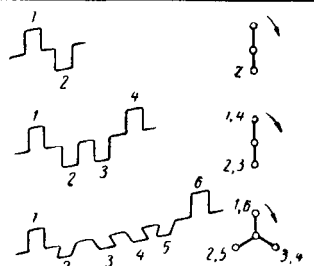
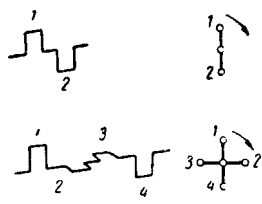
Число цилиндров	Расположение кривошипов	Порядок вспышек
1 4 6		1—2 1—3—4—2 или 1—2—4—3 1—5—3—6—2—4

Таблица 9

Расположение кривошипов и чередование вспышек в цилиндрах двухтактных дизелей

Число цилиндров	Расположение кривошипов	Порядок вспышек
2 4		1—2 1—3—4—2 (дизель ЯАЗ-204)

В соответствии с ГОСТом 704-52 валы должны изготавливаться из качественной углеродистой или из легированной стали, выплавленной в мартеновских или электрических печах. Чистота обработанной поверхности шатунных и коренных шеек, а также галтелей должна быть не ниже $\nabla\nabla\nabla 9$ для валов диаметром от 80 мм и $\nabla\nabla\nabla 8$ для валов диаметром свыше 80 мм. Диаметры коренных и шатунных шеек должны быть выполнены с допусками свободной посадки С (до 80 мм) и С₃ (свыше 80 мм).

Диаметр шейки в мм До 80 80—180 180—260 260—360

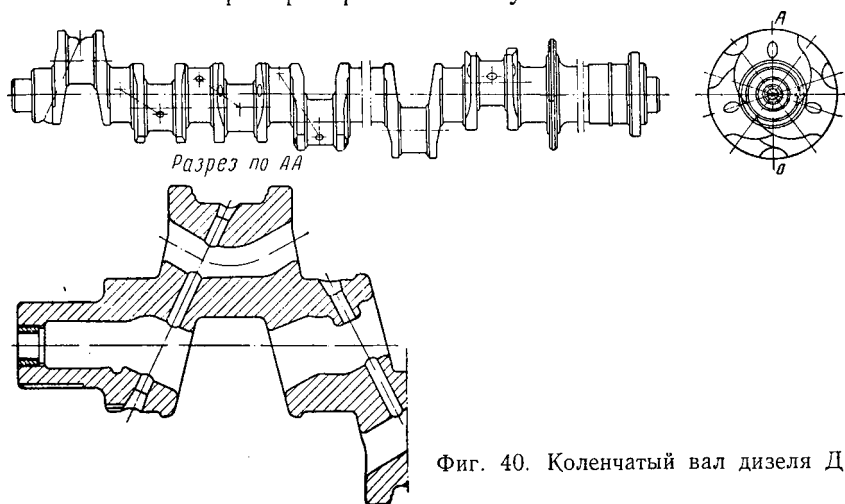
Овальность и конусность в мм:

коренных шеек 0,01 0,02 0,02 0,03

шатунных шеек 0,01 0,02 0,03 0,04

Радиус кривошипа может иметь отклонения не выше $\pm 0,15$ мм на каждые 100 мм. Разница в углах между кривошипами допускается не более $\pm 15'$. Непараллельность шатунных шеек с осью вала не должна превышать 0,15 мм на 1 м длины.

За последнее время помимо стальных кованных и штампованных валов все большее распространение получают литые валы из моди-



Фиг. 40. Коленчатый вал дизеля Д100.

фицированного высокопрочного чугуна. В частности, чугунный коленчатый вал (фиг. 40) установлен на тепловозном дизеле Д100. Преимуществами чугунных валов по сравнению со стальным являются меньший расход металла, снижение трудоемкости механической обработки, возможность придания валу любой наивыгоднейшей формы.

ГЛАВА V

МЕХАНИЗМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

§ 17. ФАЗЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Фазами газораспределения называются моменты открытия и закрытия органов газораспределения (клапанов или окон), обычно выражаемые в градусах угла поворота коленчатого вала (фиг. 6). Графически фазы газораспределения можно изобразить в виде круговой диаграммы, которая называется диаграммой газораспределения (фиг. 41), или диаграммой распределения, если указаны также моменты действия органов топливоподачи или зажигания.

Фазы газораспределения некоторых четырехтактных двигателей приведены в табл. 11, из данных которой следует, что у большинства двигателей продолжительность открытия впускных и выпускных

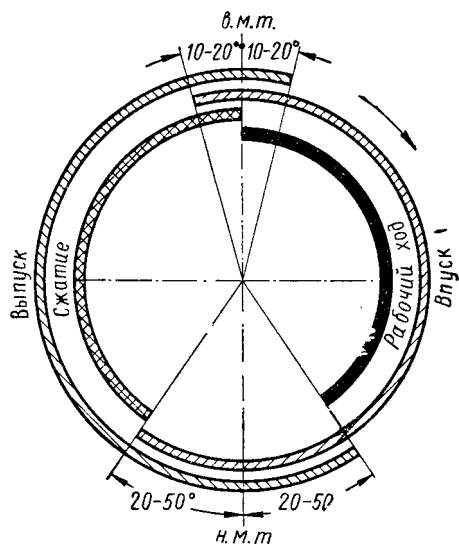
клапанов одинакова. Это позволяет применять для шлифования впускных и выпускных кулачков распределительных валов одинаковые копии.

Начало впуска (открытие впускного клапана) происходит за $10—20^\circ$ угла поворота кривошипа до в. м. т. Опережение открытия впускного клапана необходимо для того, чтобы к моменту начала движения поршня по направлению к н. м. т. впускной клапан уже был открыт на некоторую величину. В противном случае в цилиндре возникает излишнее разрежение и возрастут насосные потери двигателя. Кроме того, опережение открытия впускного клапана и запаздывание закрытия выпускного клапана необходимы для продувки камеры сжатия и очистки ее от остаточных газов. Период перекрытия, т. е. угол поворота кривошипа, в течение которого открыты одновременно впускной и выпускной клапаны, обычно равен $20—40^\circ$.

Запаздывание закрытия впускного клапана составляет $20—50^\circ$ угла поворота кривошипа. Оно вводится для лучшего наполнения цилиндра двигателя воздухом или горючей смесью. В конце такта впуска в цилиндре возникает разрежение. Если оставить впускной клапан открытым после н. м. т., в цилиндр будет продолжать поступать воздух (смесь), пока давление в цилиндре не достигнет атмосферного. Поступление воздуха (смеси) в цилиндр может продолжаться и после достижения атмосферного давления, пока не будет использована полностью инерция потока воздуха во впускном коллекторе.

Выпускной клапан обычно открывается за $20—50^\circ$ до н. м. т. Открытие выпускного клапана с опережением до н. м. т. нужно для того, чтобы до начала выталкивания продуктов сгорания произошло истечение части газов через выпускной клапан и давление в цилиндре понизилось. В противном случае при обратном движении поршня по направлению к в. м. т. будут возникать потери энергии.

Запаздывание закрытия выпускного клапана составляет $10—20^\circ$ угла поворота кривошипа после в. м. т. Если бы закрытие впускного клапана происходило в в. м. т. без запаздывания, то к концу



Фиг. 41. Диаграмма газораспределения

Таблица 11

**Фазы газораспределения четырехтактных двигателей
(в градусах угла поворота кривошипа)**

Марка двигателя	Впускной клапан			Выпускной клапан		
	Начало открытия до в. м. т.	Конец закрытия после н. м. т.	Продолжительность открытия	Начало открытия до н. м. т.	Конец закрытия после в. м. т.	Продолжительность открытия
Дизели						
Д50	80	35	295	50	54	284
М601	50±3	56±3	286	56±3	50±3	286
6 и 8ч $\frac{23}{30}$	15±2	45±3	240	45±3	15±2	240
Д6, Д12	20±3	48±3	248	48±3	20±3	248
К-150	10±5	45±5	235	45±5	10±5	235
КДМ-46	14	32	226	54	26	260
Д-54	8	22	210	46	14	240
Д-35	10	46	236	56	10	246
ч $\frac{10,5}{13}$	10 ⁺⁸ ₋₄	29 ⁺¹¹ ₋₄	219	32 ⁺⁸ ₋₇	7 ⁺¹¹ ₋₂	219
ч $\frac{8,5}{11}$	12±4	38±4	230	34±4	16±4	230
6ч $\frac{36}{45}$	15±2	20±4	215	18±4	12±2	210
6ч $\frac{25}{34}$	20±2	40±4	240	40±4	20±2	240
Т-62	17	43	240	43	17	240
Карбюраторные автомобильные двигатели						
МЗМА-401	13	47	240	51	9	240
М-20	9	51	240	47	13	240
ЗИМ	9	51	240	47	13	240
ГАЗ-51	9	51	240	47	13	240
ЗИЛ-120	20	69	269	67	22	269

хода выпуска проходные сечения для выпуска газов были бы очень малы и давление в цилиндре повышалось. Поэтому выпускной клапан закрывается после в. м. т. Запаздывание закрытия выпускного клапана, как уже упоминалось, необходимо также для продувки камеры сжатия.

Фазы газораспределения для каждого двигателя подбирают опытным путем. Величины опережения открытия и запаздывания закрытия клапанов у быстроходных двигателей больше, чем у тихоходных. У двигателей с наддувом период перекрытия (совместного открытия) клапанов больше, чем у двигателей без наддува, и используется для интенсивной продувки камеры сжатия.

У двухтактных двигателей фазы газораспределения определяются началом открытия и концом закрытия продувочных и выпускных окон или клапанов.

В табл. 12 приведены фазы газораспределения некоторых двухтактных дизелей.

Таблица 12

Фазы газораспределения двухтактных дизелей
(в градусах угла поворота кривошипа)

Марка дизеля	Продувка			Выпуск		
	Начало открытия продувочных органов до н. м. т.	Конец закрытия продувочных органов после н. м. т.	Продолжительность продувки	Начало открытия выпускных органов до н. м. т.	Конец закрытия выпускных органов после н. м. т.	Продолжительность выпуска
Д100	40°	64°	104°	56°	56°	112°
8ДР $\frac{43}{61}$	54°30'	54°30'	109°	66°30'	66°30'	133°
Д $\frac{30}{50}$	50°15'	50°15'	100°30'	64°15'	64°15'	128°30'
Д $\frac{19}{30}$	51°30'	51°30'	103°	65°30'	65°30'	131°
Д $\frac{16.5}{20}$ 2	52°	52°	104	66°30'	66°30'	133°
ЯАЗ-204	48°	48°	96°	85°	54°	139°

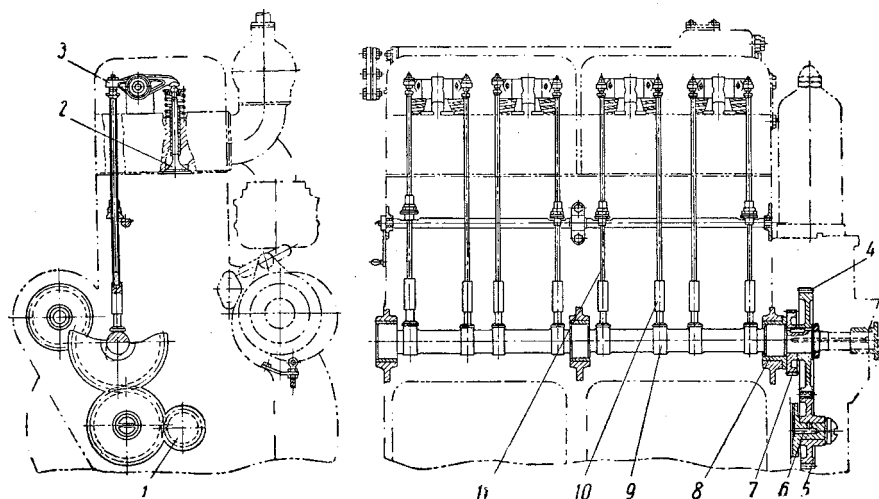
§ 18. СХЕМЫ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Наиболее распространенная схема механизма газораспределения дизелей показана на фиг. 42. Кулачковый распределительный вал 9 приводит в движение плоский тарельчатый или роликовый толкатель. Толкатель 10 через штангу 11 и коромысло 3 (двуплечий рычаг) открывает клапан 2. Такую схему механизма газораспределения имеют дизели Ч $\frac{8.5}{11}$, Ч $\frac{10.5}{13}$, 6Ч $\frac{12}{14}$ (К-150), тракторные дизели Д-35,

Д-54 и КДМ-46. У некоторых дизелей, как например Д50 и Ч $\frac{36}{45}$, толкатель заменен одноплечим рычагом. Быстроходные дизели Д6, Д12, В2-300 и М601 имеют совершенно иную схему механизма газораспределения. У этих дизелей кулачок распределительного вала действует непосредственно на верхнюю плоскую тарелку клапана (фиг. 43). Преимущество такой конструкции заключается в отсутствии промежуточных деталей между клапаном и кулачком распределительного вала, вследствие чего уменьшаются массы и силы инерции

деталей механизма. Недостаток этой схемы заключается в том, что кулачки, воздействуя на край верхней тарелки, вызывают перекося клапана и изгиб его. Перекос клапана увеличивает износ направляющих. Более совершенная конструкция с верхним расположением распределительного вала показана на фиг. 44. Здесь распределительный вал приводит в движение коромысла, ударники которых открывают клапаны.

У карбюраторных автомобильных двигателей применяются нижние подвесные клапаны, которые приводятся в движение непосред-



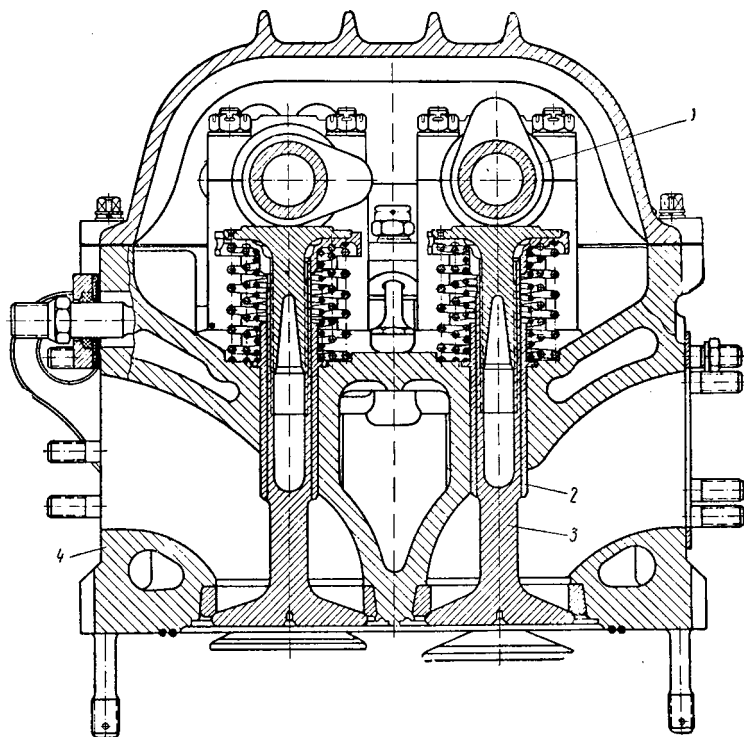
Фиг. 42. Механизм газораспределения дизелей $4\text{Ч } \frac{8,5}{11}$ и $4\text{Ч } \frac{10,5}{13}$:

1 — шестерня коленчатого вала; 2 — клапан; 3 — коромысло; 4 — шестерня распределительного вала; 5 — промежуточная шестерня; 6 — палец; 7 — шестерня привода топливного насоса; 8 — втулка упорного подшипника; 9 — распределительный вал; 10 — толкатель; 11 — штанга.

ственно толкателями без промежуточных деталей (фиг. 45). Механизм газораспределения такого типа имеют автомобильные двигатели МЗМА-401, М-20, ГАЗ-51, ЗИМ и многие другие.

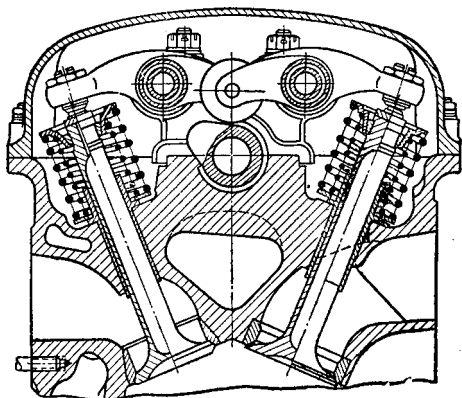
У двухтактных двигателей со шелевым газораспределением распределительным органом служит поршень, открывающий и закрывающий продувочные и выпускные окна.

Толкатели клапанов представляют собой стержни с плоскими или выпуклыми тарелками или с роликами. Материал толкателей сталь 45 ($\text{Ч } \frac{8,5}{11}$, $\text{Ч } \frac{10,5}{13}$, $6\text{Ч } \frac{12}{14}$ и др.) или специальный чугун (КДМ-46 и др.). Рабочие поверхности стальных толкателей (цилиндрическую часть и тарелку) обычно подвергают закалке токами высокой частоты. Твердость после закалки $H_{RC} = 40 \div 50$. У чугунных толкателей дизелей КДМ-46 рабочая поверхность тарелки при отливке отбе-



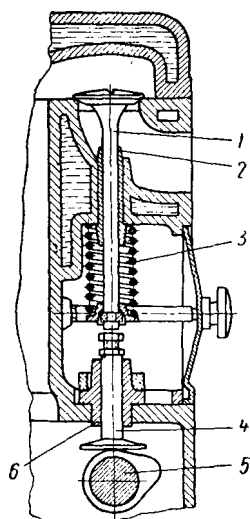
Фиг. 43. Механизм газораспределения дизеля М601:

1 — распределительный вал; 2 — направляющая клапана; 3 — клапан;
4 — крышка цилиндра.



Фиг. 44. Механизм газораспределения авиационного двигателя Даймлер-Бенц (DB601).

лена на глубину 2,5—3 мм. Твердость ее должна быть не менее $H_{RC} = 56$. Для того чтобы поверхность тарелки при соприкосновении с кулачком изнашивалась равномерно, у некоторых двигателей ось толкателя смещают относительно середины кулачка и толкатель во время работы все время поворачивается.



Фиг. 45. Механизм газораспределения автомобильного карбюраторного двигателя:

1 — клапан; 2 — направляющая клапана; 3 — пружина; 4 — толкатель; 5 — распределительный вал; 6 — направляющая толкателя.

Штанги клапанов представляют собой стальные трубки, на концах которых расположены наконечники с цементованными и закаленными рабочими поверхностями. Нижний наконечник обычно имеет шаровую форму и опирается на вогнутую поверхность в толкателе. Верхний наконечник имеет сферическое углубление, в которое входит шаровая головка регулировочного винта коромысла. У карбюраторных автомобильных двигателей обычно регулировочный винт с контргайкой ввертывается в толкатель. Этот винт непосредственно нажимает на стержень клапана.

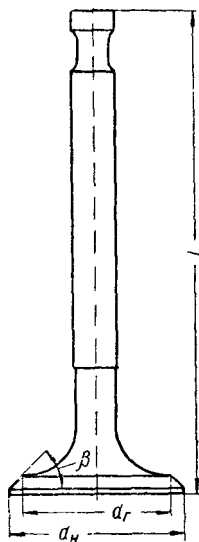
Коромысло представляет собой стальной штампованный двуплечий рычаг. В одном плече рычага нарезана резьба для регулировочного винта, а на конце второго плеча расположен ударник, выпуклая закаленная поверхность которого нажимает на клапан. Коромысла вращаются на оси, расположенной на стойках. Подшипники коромысел изготовляют в виде бронзовых втулок или игольчатых подшипников (дизели типа Ч $\frac{8,5}{11}$, Ч $\frac{10,5}{3}$ и др.).

§ 19. КЛАПАНЫ И РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ВАЛЫ

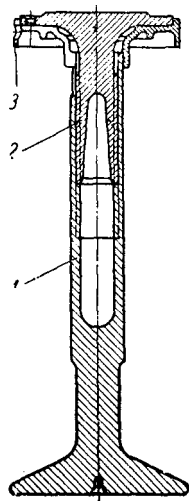
Клапан (фиг. 46) наиболее распространенной конструкции состоит из грибка (головки) и стержня. Грибок имеет коническую фаску, которая садится на коническую поверхность седла для получения необходимого уплотнения. Рабочая фаска выполняется под углом 45 или 30° к плоскости, перпендикулярной оси клапана. Клапан с фаской под углом 45° при одинаковом подъеме имеет меньшие проходные сечения, чем клапан с фаской под углом 30°, но обеспечивает более надежное уплотнение. Поэтому фаску под углом 30° применяют главным образом для впускных клапанов, высоконагруженных, форсированных двигателей. В верхней части стержня расположена выточка, в которую вставляется состоящий из двух половин сухарь с конической наружной поверхностью. На сухарь надевается и сжимает его тарелка пружины. Пружина, нажимая на тарелку, удерживает клапан в закрытом

состоянии. У сильно нагруженных двигателей на клапанах устанавливают две или три пружины, которые располагают вокруг стержня клапана одна внутри другой. Пружины имеют обычно навивку в разные стороны, чтобы витки одной пружины не могли попасть между витками другой. В канавку на верхней части стержня устанавливают стальное пружинящее кольцо. Оно предохраняет клапан от проваливания в цилиндр при поломке сухаря или обрыве тонкой части стержня.

У дизелей Д6, Д12, В2-300 и М601 применяются клапаны с верхней тарелкой 2 (фиг. 47), которая ввертывается в нарезанные отверстия полого стержня 1 клапана. Верхняя полость тарелки цементована, отшлифована и отполирована. Регулирование зазоров между клапаном и кулачком распределительного вала производится ввертыванием или вывертыванием верхней тарелки 2. Чтобы верхняя тарелка во время работы не вывинчивалась из стержня, она стопорится замком 3. Замок 3 надевается на шлицы или лыски стержня 1 клапана, а зубчики на торцевой поверхности связывают его с верхней тарелкой 2. При регулировке зазора специальным ключом отжимают замок 3 вниз и проворачивают верхнюю тарелку. Затем замок отпускают и он снова входит в зацепление с верхней тарелкой клапана при помощи торцевых зубчиков.



Фиг. 46. Клапан.



Фиг. 47. Клапан дизеля М601.

Как впускной, так и выпускной клапаны подвергаются воздействию высокой температуры и высокого давления газов. Температура отработавших газов может достигать 600—700° С, вследствие чего выпускной клапан нагревается до красного каления. Поэтому для изготовления клапанов, особенно выпускных, применяют жаростойкие стали. Для впускных клапанов тихоходных дизелей применяют стали 40Х, Х9С2, для быстроходных дизелей — стали Х9С2, Х10С2М. Для выпускных клапанов тихоходных дизелей применяют стали Х9С2, Х10С2М, для быстроходных дизелей — стали Х10С2, Х10СМ, 4Х14Н14В2М.

Чистота поверхности стержня клапана должна быть не ниже $\nabla \nabla \nabla 8$, а точность обработки — не ниже 2-го класса.

Распределительные валы изготавливают штамповкой из углеродистой стали 45 или из легированной цементуемой стали. Поверхности

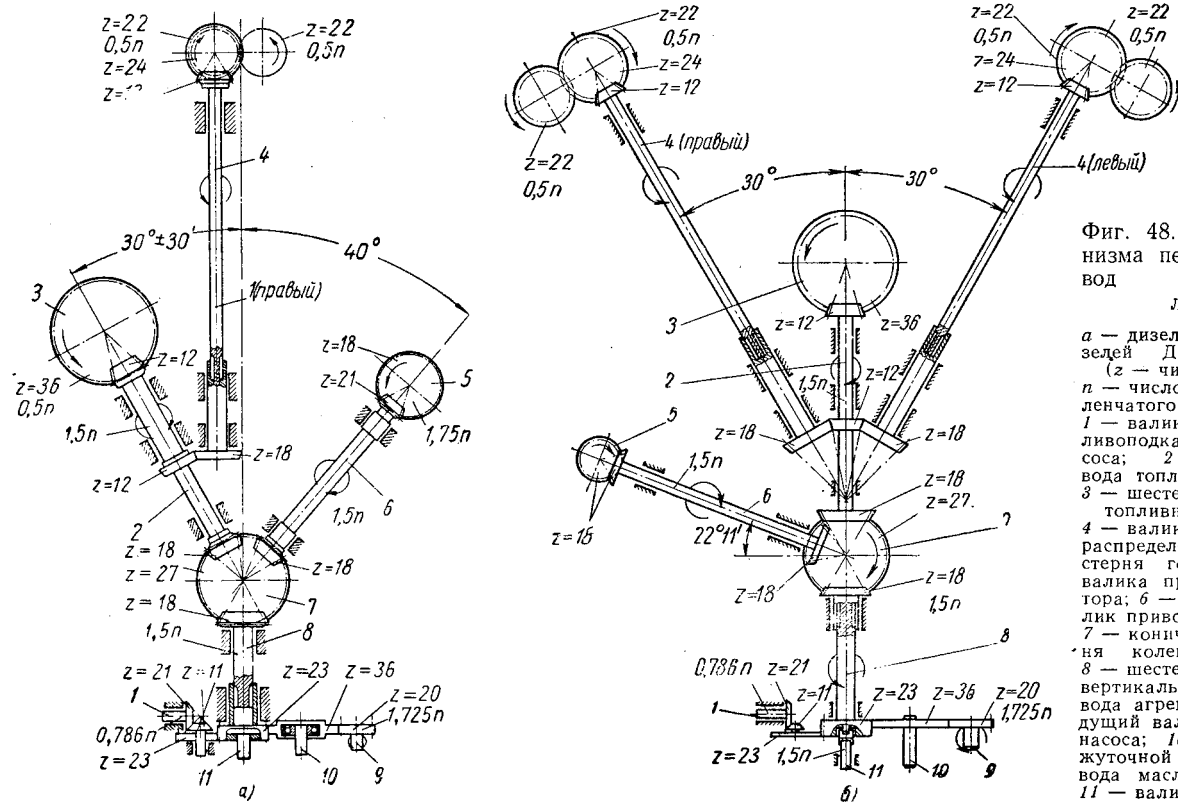
шеек и рабочие поверхности кулачков цементуют или закаливают токами высокой частоты. Профиль кулачка должен обеспечивать, по возможности, быстрое открытие и закрытие клапана и вместе с тем силы инерции движущихся частей не должны быть слишком велики. Клапан должен открываться (закрывается) с минимальной начальной (конечной) скоростью. Это необходимо, чтобы посадка клапана на седло происходила без удара. Лучше всего отвечает этим требованиям выпуклый профиль кулачка, образованный двумя боковыми радиусами и радиусом при вершине. Тангенциальный профиль кулачка, образованный двумя касательными к начальной окружности и радиусом при вершине, обеспечивает быстрое открытие и закрытие клапана; недостаток этого профиля — большие силы инерции движущихся частей вследствие больших ускорений.

§ 20. ПРИВОД МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Схема привода механизма газораспределения показана на фиг. 42. На коленчатый вал насажена шестерня, которая через промежуточную шестерню 5 приводит в движение шестерню 4 распределительного вала. У четырехтактных двигателей передаточное отношение между коленчатым и распределительным валами составляет 1 : 2, так как открытие клапанов происходит 1 раз за два оборота коленчатого вала. Поэтому число зубьев шестерни на распределительном валу должно быть в 2 раза больше, чем у шестерни на коленчатом валу. Шестерни передачи к механизму газораспределения изготовляют из углеродистой стали 45, из легированной стали или из чугуна. Для уменьшения шума и повышения надежности работы применяют косозубые шестерни.

Некоторые иностранные фирмы для привода распределительных валов применяют цепные передачи, главным образом при помощи бесшумных зубчатых цепей.

Для быстроходных дизелей с отдельными рубашками (блоками) цилиндров и верхними распределительными валами применяют передачу с коническими шестернями и вертикальными или наклонными валиками (фиг. 48). Коническая шестерня 7 коленчатого вала вращает вертикальный валик 2 привода топливного насоса, от которого движение передается шестерне 3 привода топливного насоса и наклонным валикам 4 привода газораспределения. От наклонных валиков 4 при помощи конических шестерен получают вращение распределительные валы впускных клапанов. Распределительные валы выпускных клапанов связаны цилиндрическими шестернями с распределительными валами впускных клапанов. Наклонные валики состоят из двух частей — верхней и нижней, которые соединены шлицами, допускающими взаимное осевое перемещение, что необходимо при раздельных блоках цилиндров и картере.



Фиг. 48. Схема механизма передач и привод газораспределения:

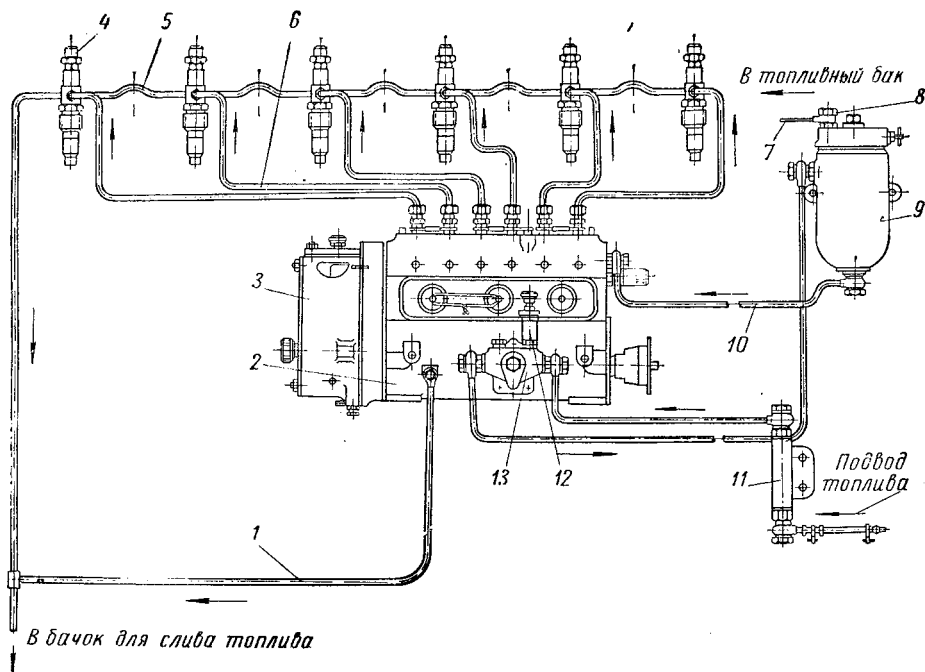
а — дизеля Д6; б — дизель Д12 и В2-300 (2 — число зубьев; п — число оборотов коленчатого вала в минуту); 1 — валик привода топливopодкачивающего насоса; 2 — валик привода топливного насоса; 3 — шестерня привода топливного насоса; 4 — валик привода газораспределения; 5 — шестерня горизонтального валика привода генератора; 6 — наклонный валик привода генератора; 7 — коническая шестерня коленчатого вала; 8 — шестерня и нижний вертикальный валик привода агрегатов; 9 — ведущий валик масляного насоса; 10 — ось промежуточной шестерни привода масляного насоса; 11 — валик водяного насоса.

ГЛАВА VI

СИСТЕМА ПОДАЧИ ТОПЛИВА

§ 21. СХЕМА СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ДИЗЕЛЯ

Схема наиболее распространенной системы подачи топлива дизеля показана на фиг. 49. Топливная аппаратура дизеля состоит из топливopодкачивающего насоса 13, двух топливных фильтров, топливного



Фиг. 49. Схема системы подачи топлива дизеля:

1 — трубопровод слива топлива из насоса; 2 — топливный насос; 3 — регулятор; 4 — форсунка; 5 — трубопровод слива топлива из форсунок; 6 — трубопровод высокого давления; 7 — трубопровод от фильтра к топливному баку; 8 — перепускной клапан; 9 — фильтр тонкой очистки; 10 — трубопроводы низкого давления; 11 — фильтр грубой очистки топлива; 12 — насос ручной подкачки; 13 — топливopодкачивающий насос.

насоса 2 с регулятором 3, форсунок 4 и соединяющих их трубопроводов. Назначение топливopодкачивающего насоса — подавать топливо в насос высокого давления. Иногда топливный бак приходится располагать ниже дизеля и в этом случае требуется принудительная подача топлива с помощью топливopодкачивающего насоса к насосу высокого давления. В тех случаях, когда топливный бак расположен выше дизеля, напор, создаваемый топливopодкачивающим насосом, необходим для прокачки топлива через фильтр 9 тонкой очистки. Назначение этого топливного фильтра заключается

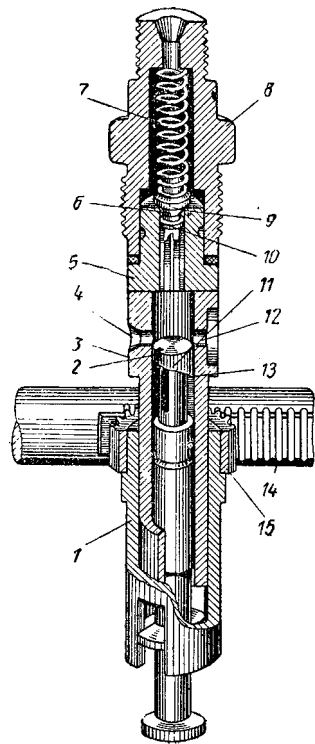
в окончательной очистке топлива перед топливным насосом. Топливо должно быть предварительно очищено до заправки его в топливный бак. Топливный насос высокого давления подает топливо через форсунки в цилиндры дизеля. Количество подаваемого топлива должно быть одинаковым для всех цилиндров и строго соответствовать нагрузке. Подача топлива должна производиться в строго определенные моменты.

От качества работы топливной аппаратуры во многом зависят показатели, характеризующие работу дизеля: мощность, удельный расход топлива, давление газов в цилиндре и др. При нарушении нормальной работы топливной системы может возникнуть неравномерное распределение нагрузки по цилиндрам, ухудшение распыливания топлива или неправильное распределение его по камере сжатия.

§ 22. ТОПЛИВНЫЕ НАСОСЫ

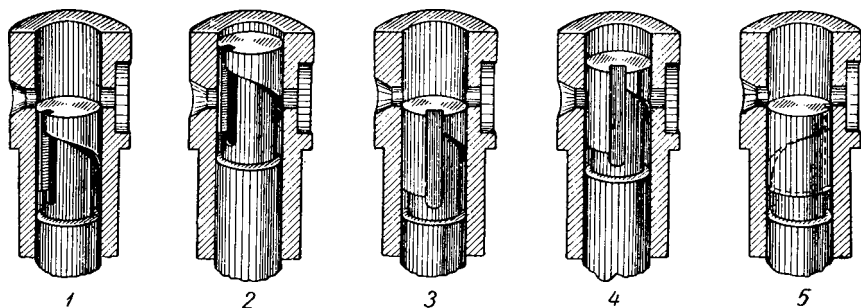
Основное различие между топливными насосами разных типов заключается в способе регулирования количества подаваемого топлива. Наибольшее распространение получили насосы следующих типов: 1) с регулированием подачи топлива изменением хода плунжера; 2) с регулированием подачи перепуском части нагнетаемого топлива в полость всасывания через отверстие, проходное сечение которого определяется положением дросселирующей иглы; 3) с регулированием подачи перепуском топлива в полость всасывания при помощи отсечного клапана; 4) с регулированием подачи перепуском топлива, количество которого определяется положением плунжера, выполняющего назначение золотника. У современных дизелей чаще всего применяется последний тип насоса — золотниковый.

На фиг. 50 показано устройство одной секции топливного насоса золотникового типа. Основной рабочий элемент насоса — это плунжер 11 и гильза 3. На цилиндрической поверхности плунжера у верхней его части есть винтовая отсечная кромка 13 и перепускная канавка 2. Перепускная канавка начинается у торца плунжера и выходит в кольцевую канавку под винтовой отсечной кромкой. На нижней части плунжера расположен прямоугольный выступ, который входит в две прорези нижней части поворотной втулки 1 и предназначен для поворота плунжера в гильзе. Через окна 4 и 12



Фиг. 50. Секция топливного насоса золотникового типа.

в верхней части гильзы топливо поступает в пространство, расположенное над плунжером. Окно 12 служит также для отсечки, т. е. через него происходит перепуск топлива из надплунжерного пространства в полость низкого давления, после окончания рабочего хода. Над гильзой находится корпус 5 нагнетательного клапана 9. Нагнетательный клапан 9 имеет запорный конус 6 и разгрузочный пояс 10. К седлу клапан прижимается пружиной 7. Штуцер 8 через уплотнительную прокладку и корпус 5 нагнетатель-



Фиг. 51. Принцип действия топливного насоса золотниковой типа:

1 и 2 — полная подача топлива; 3 и 4 — промежуточная подача топлива (около половины); 5 — нулевая подача топлива.

ного клапана прижимает буртик гильзы к опорной поверхности в корпусе насоса. Поворот плунжера в гильзе производится при помощи зубчатой рейки 14, которая находится в зацеплении с зубчатым венцом 15, насаженным на поворотную втулку.

При движении плунжера вниз открываются окна 4 и 12. Под давлением, создаваемым топливоподкачивающим насосом, топливо через открытые окна 4 и 12 поступает в надплунжерное пространство. Затем, при движении плунжера вверх некоторая часть топлива вытесняется через окно обратно. После того как верхняя плоская кромка плунжера перекроет окна, начинается сжатие топлива в надплунжерном пространстве. Под давлением топлива приподнимается нагнетательный клапан, нагруженный пружиной 7, и топливо начинает поступать в нагнетательный трубопровод, а из него в форсунку. Когда давление топлива повысится настолько, что преодолеет усилие затяжки пружины форсунки, приподнимается игла распылителя форсунки и начнется впрыск топлива в камеру сгорания. Подача топлива продолжается до тех пор, пока нижняя, т. е. винтовая отсечная кромка на плунжере не начнет открывать перепускное окно в гильзе. В этот момент надплунжерное пространство через перепускную канавку и окна в гильзе соединяется с полостью низкого давления и подача топлива прекращается, несмотря на движение плунжера вверх.

На фиг. 51 показаны различные положения плунжера, определяющие величину подачи топлива. При положениях 1 и 2 плунжер уста-

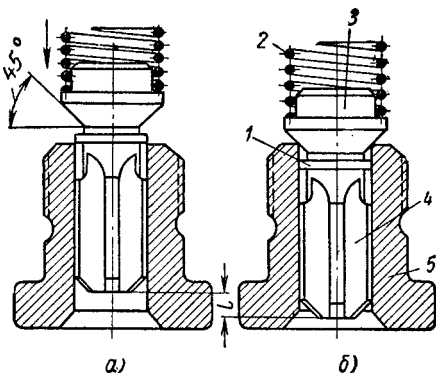
новлен на полную подачу топлива. Перепускное окно немного приоткрывается, когда плунжер находится в крайнем верхнем положении. Положения 3 и 4 плунжера соответствуют промежуточной подаче топлива, т. е. работе с частичной нагрузкой. При положении 5 перепускная канавка плунжера находится против перепускного окна, поэтому топливо подаваться не будет. В этом случае надплунжерное пространство все время сообщается с пространством низкого давления (нулевая подача). Угол поворота плунжера при регулировании величины подачи топлива зависит от шага винтовой отсечной кромки. Чем меньше шаг, тем больше угол поворота и соответственно ход рейки топливного насоса.

Для изменения момента начала подачи топлива в небольших пределах при регулировке насоса изменяют начальное положение плунжера. Чем ниже в начале подъема находится плунжер по отношению к окнам гильзы, тем позже верхний торец плунжера перекроет окна и, следовательно, позже начнется подача топлива в форсунку.

Нагнетательный клапан топливного насоса (фиг. 52) необходим для того, чтобы по окончании подачи находящееся в форсунке и нагнетательном трубопроводе топливо не перетекало в полость низкого давления. После того как отсечная кромка плунжера откроет перепускное окно гильзы, давление в надплунжерном пространстве уменьшается. Под действием усилия пружины и давления топлива в нагнетательном трубопроводе нагнетательный клапан садится на седло, разобщая нагнетательный трубопровод и надплунжерное пространство.

У насоса золотникового типа описанной конструкции нагнетательный клапан служит также для резкой отсечки, т. е. мгновенного прекращения подачи топлива в цилиндр. Для этого у нагнетательного клапана ниже запорного конуса расположен разгрузочный цилиндрический поясок. При опускании клапана на седло цилиндрический поясок, действуя как плунжер, отсасывает из нагнетательного трубопровода некоторое количество топлива. Это способствует быстрому падению давления в нагнетательном трубопроводе и мгновенному прекращению подачи топлива.

Сопряженные детали плунжер—гильза и нагнетательный клапан—седло должны обеспечивать высокую плотность при больших дав-



Фиг. 52. Нагнетательный клапан топливного насоса (1 — длина части хода клапана, соответствующая разгрузке):

а — начало погружения пояска; б — конец погружения; 1 — разгрузочный поясок; 2 — пружина; 3 — клапан; 4 — канавки для прохода топлива; 5 — корпус.

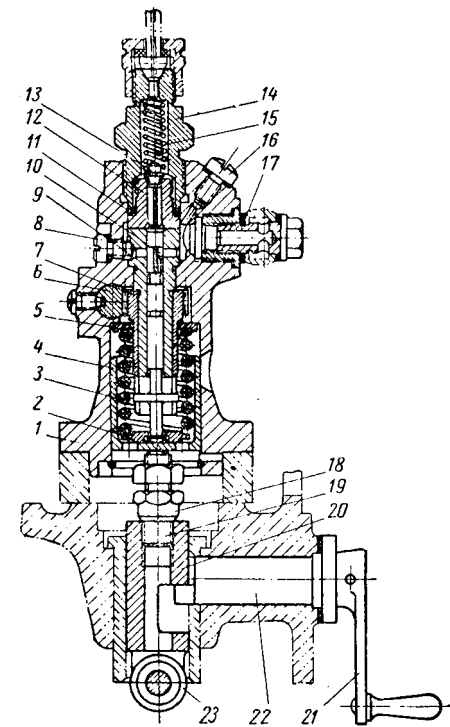
лениях. Поэтому они обрабатываются с большой точностью и называются прецизионными (особо точными). Окончательная обработка плунжера — гильзы и клапана — седла производится путем взаимной пригонки одной детали к другой.

Детали прецизионных пар (плунжера — гильзы и клапана — седла) изготавливают из высококачественных сталей ШХ15, ХВГ и 18ХНВА с цианированием поверхности (для клапана). После термообработки твердость деталей плунжерной пары достигает $H_{RC} = 60 \div 64$.

Для некоторых дизелей каждую насосную секцию устанавливают в отдельном корпусе, как, например, у дизелей $2Ч \frac{8,5}{11}$ (фиг. 53),

или как у большинства дизелей в одном общем корпусе насоса, обслуживающего все цилиндры, как, например, у дизелей Д6 (фиг. 54). В алюминиевом корпусе 2 насоса на шарикоподшипниках 1 и 6 установлен кулачковый вал 3, который приводит в движение стальные роликовые толкатели 5. В верхний торец толкателя ввернут регулировочный винт 4 с контргайкой, который поднимает плунжер 15. Опускание плунжера происходит под действием усилия пружины 14. Верхний торец пружины опирается на корпус насоса, а нижний на тарелку с прорезью, надетую на выступ плунжера.

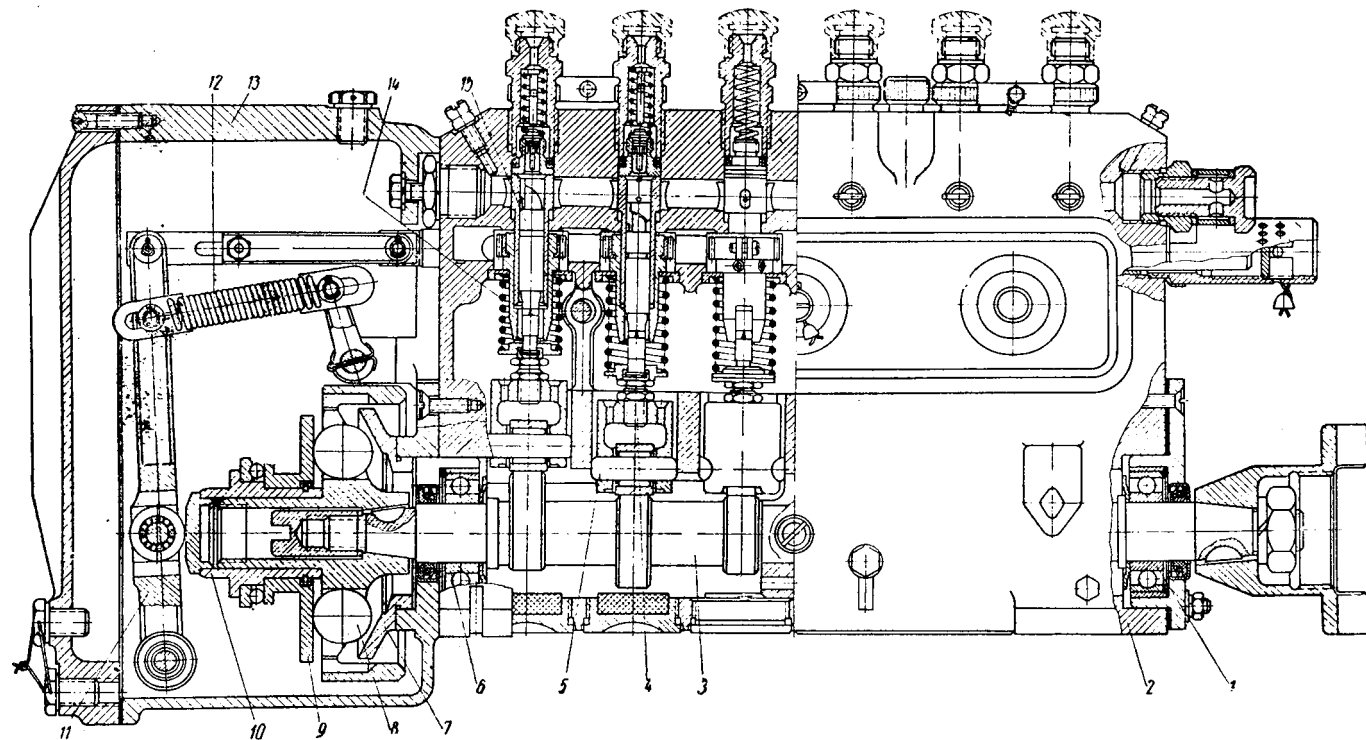
Схема топливного насоса с регулированием подачи топлива при помощи дросселирующей иглы показана на фиг. 55. Насос состоит из толкателя, приводимого в движение кулачком, и корпуса, в котором



Фиг 53. Индивидуальный топливный насос дизеля $2Ч \frac{8,5}{11}$:

1 — корпус насоса; 2 — нижняя тарелка пружины; 3 — пружина плунжера; 4 — стакан; 5 — верхняя тарелка пружины; 6 — зубчатая рейка; 7 — втулка с зубчатым венцом; 8 — стопорный винт; 9 — гильза плунжера; 10 — плунжер; 11 — прокладка; 12 — корпус нагнетательного клапана; 13 — нагнетательный клапан; 14 — штуцер для присоединения трубопровода высокого давления; 15 — пружина нагнетательного клапана; 16 — винт для выпуска воздуха; 17 — штуцер для подвода топлива; 18 — контргайка; 19 — регулировочный болт; 20 — толкатель; 21 — рукоятка; 22 — эксцентриковый вал; 23 — ролик.

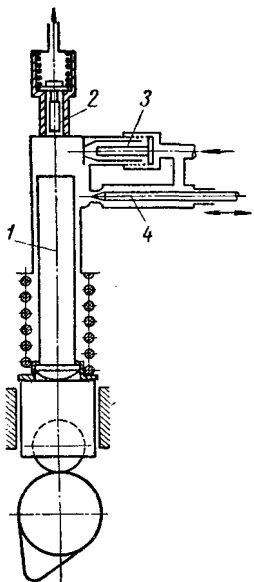
расположены плунжер 1, впускной 3 и нагнетательный 2 клапаны и дросселирующая игла 4. При ввертывании иглы перепуск топлива уменьшается и подача возрастает, при вывертывании — уменьшается. Насос такого типа установлен на двухтактном дизеле Д $\frac{16,5}{20}$ 2.



Фиг. 54. Блочный топливный насос дизеля Д6:

1 и 6 — шарикоподшипники; 2 — корпус насоса; 3 — кулачковый вал; 4 — регулировочный винт; 5 — толкатель; 7 — неподвижная тарелка; 8 — шары; 9 — тарелка муфты; 10 — муфта; 11 — рычаг регулятора; 12 — пружины регулятора; 13 — корпус регулятора; 14 — пружина плунжера; 15 — плунжер.

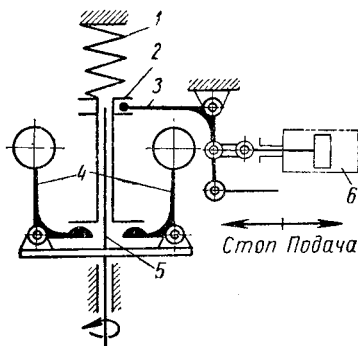
Изготовление, испытание и приемку насосов нужно производить по ГОСТу 7745-55 «Насосы топливные стационарных, судовых и тепловозных дизелей. Технические условия».



Фиг. 55. Схема топливного насоса с регулированием подачи топлива при помощи дросселирующих иглы.

§ 23. РЕГУЛЯТОРЫ

Регулятор предназначен для предохранения дизеля от разноса, т. е. от чрезмерного повышения числа оборотов, или для сохранения постоянного числа оборотов



Фиг. 56. Схема действия центробежного регулятора:

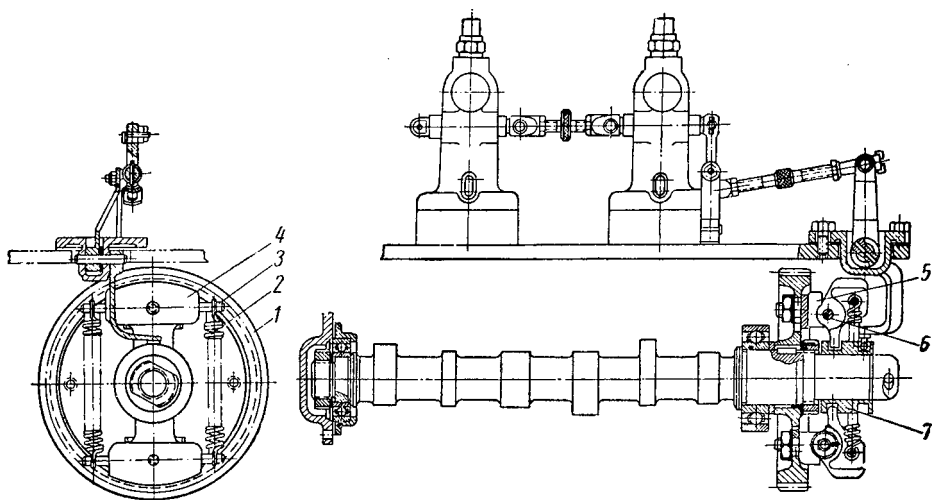
1 — пружина; 2 — муфта; 3 — передача к топливному насосу; 4 — грузы; 5 — привод от дизеля; 6 — катаркт.

при изменении нагрузки. Регулятор, предохраняющий дизель от разноса, называется предельным, поддерживающий постоянное заданное число оборотов, называется однорежимным. Регулятор, поддерживающий постоянным любое заданное число оборотов в рабочем диапазоне, называется всережимным.

Существует большое количество типов регуляторов: пневматические, гидравлические, механические и др. На большей части двигателей установлены механические центробежные регуляторы. Принцип действия центробежного регулятора показан на фиг. 56. Вместе с валом, приводимым во вращение от вала двигателя, вращаются шарнирно закрепленные на нем грузы 4 регулятора. При изменении положения грузов муфта 2 перемещается и сжимает или разжимает пружину 1. Муфта 2 регулятора при помощи рычажной передачи связана с рабочим органом, определяющим количество топлива, поступающего в цилиндры дизеля или горючей смеси, поступающей в цилиндры карбюраторного двигателя.

При уменьшении нагрузки число оборотов коленчатого вала начинает возрастать, так как развиваемая мощность становится больше расходуемой и избыток мощности вызывает ускоренное

вращение вала. Грузы регулятора под действием возросшей центробежной силы расходятся, преодолевают сопротивление пружины и перемещают муфту. Рычажная передача, связанная с муфтой регулятора, переводит рейку топливного насоса у дизелей или дроссельную заслонку у карбюраторных двигателей в положение, соответствующее меньшей подаче топлива. Число оборотов двигателя



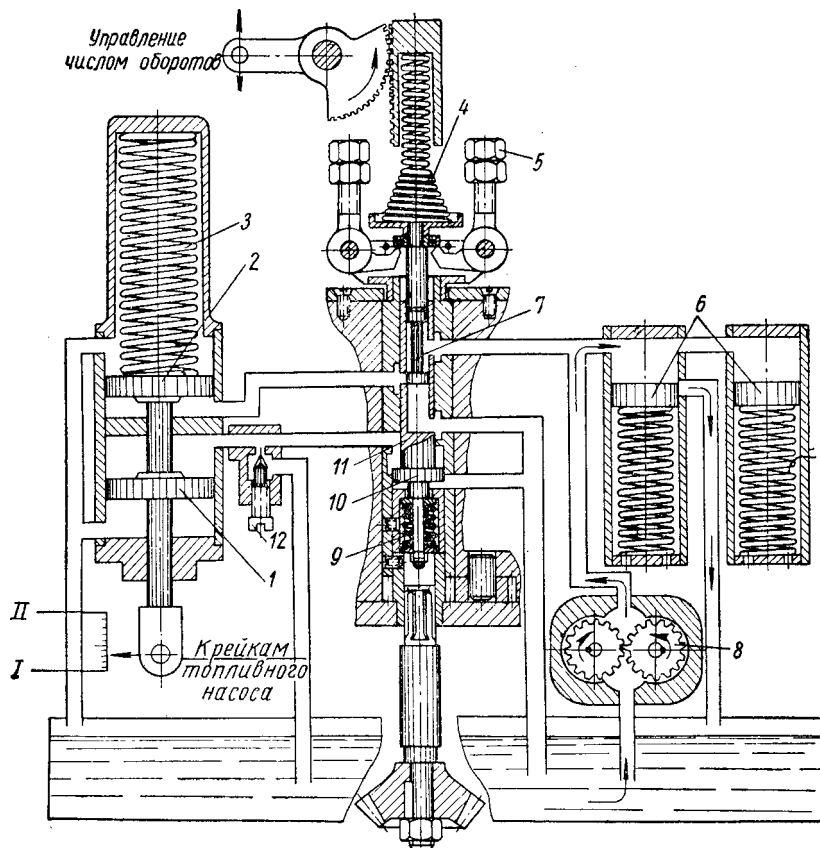
Фиг 57 Регулятор дизеля 24 $\frac{10,5}{13}$

уменьшается и устанавливается почти таким же, каким было до изменения нагрузки. При увеличении нагрузки происходит обратный процесс. Каждой нагрузке соответствует определенное равновесное положение грузов регулятора и число оборотов. Разность чисел оборотов при холостом ходе двигателя и полной нагрузке составляет у регуляторов обычной не специальной конструкции 8—10% номинального числа оборотов. Эта величина называется степенью неравномерности регулятора.

Регулятор наиболее простой конструкции (для дизеля 24 $\frac{10,5}{13}$) показан на фиг. 57. Весь механизм регулятора крепится на шестерне распределительного вала. К шестерне 1 прикреплены две вилки 5. В вилки вставлены пальцы 6, на которых качаются чугунные грузы 4 в виде угловых рычагов. Пружины 2, надетые на оси 3, препятствуют движению грузов под действием центробежной силы. Ножи грузов вставлены в кольцевую канавку муфты 7. Муфта 7 свободно посажена на носок распределительного вала и связана рычажной передачей с рейками топливных насосов. При увеличении числа оборотов двигателя грузы расходятся, растягивают пружины, перемещают муфту и рейки топливных насосов, уменьшая подачу

топлива. При уменьшении числа оборотов двигателя рейки топливных насосов под действием усилия пружины перемещаются в обратном направлении.

У регулятора дизелей Д6 и Д12 (фиг. 54) грузы выполнены в виде шести шаров 8, размещенных в прорезях крестовины, надетой



Фиг. 58. Схема регулятора дизеля Д100:

1 — дающий поршень изодрома; 2 — поршень сервомотора; 3 — пружина сервомотора; 4 — всережимная пружина; 5 — грузы; 6 — аккумулятор; 7 — золотник; 8 — масляный насос; 9 — пружина устройства для сохранения постоянного числа оборотов изодрома; 10 — принимающий поршень изодрома; 11 — втулка золотника; 12 — игла изодрома; I — подача топлива выключена; II — максимальная подача топлива.

на конический хвостовик кулачкового валика топливного насоса. Шары катятся с одной стороны по плоской подвижной тарелке 9 муфты, свободно сидящей на цилиндрическом хвостовике крестовины, а с другой — по неподвижной конической тарелке 7. Плоская тарелка 9 муфты связана при помощи рычажной передачи с рейкой топливного насоса. Торцовая вставка муфты нажимает на ролик рычага 11 регулятора, который нагружен пружинами 12. Рычаг регу-

лятора связан тягой с рейкой топливного насоса. При увеличении числа оборотов центробежная сила вращающихся шаров возрастает и они расходятся, преодолевая усилие пружины. Перемещаясь в радиальном направлении вдоль конической тарелки, шары передвигают плоскую тарелку и муфту регулятора. Вслед за муфтой перемещается рейка насоса, уменьшая подачу топлива.

Более сложный регулятор, применяемый на тепловозных дизелях Д50 и Д100, изображен на фиг. 58. Здесь угловые грузы 5 регулятора, нагруженные конической пружиной 4, непосредственно не связаны с рейкой топливных насосов, а действуют на золотник, перемещая его в осевом направлении. Масло подводится к золотнику при помощи масляного насоса 8. Для поддержания постоянного давления масла служит аккумулятор 6. Золотник перепускает находящееся под давлением масло в одну из полостей силового цилиндра, в котором находится силовой поршень 2 сервомотора. При увеличении числа оборотов двигателя угловые грузы расходятся и перемещают золотник. Масло начинает поступать в пространство, расположенное под или над силовым поршнем 2. Под действием масла, находящегося в полости силового цилиндра, силовой поршень перемещает рейки топливных насосов в положение, соответствующее уменьшенной подаче топлива. Такие регуляторы называются регуляторами непрямого действия в отличие от регуляторов прямого действия, у которых центробежная сила грузов через рычажную передачу непосредственно воздействует на рейки топливных насосов.

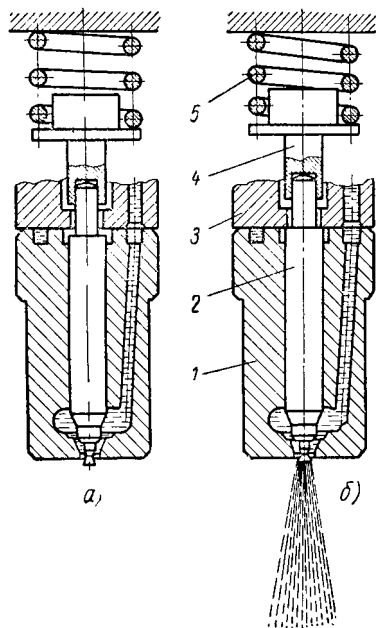
§ 24. ФОРСУНКИ

Форсунка предназначена для впрыскивания, распределения по камере сгорания и распыливания топлива, подаваемого топливным насосом. От конструкции и качества работы форсунки зависит протекание процессов впрыска, распыливания, а следовательно, и смесеобразования.

Существует два основных типа форсунок — открытые и закрытые. Открытая форсунка представляет собой наконечник нагнетательного трубопровода с одним или несколькими распыливающими отверстиями малого диаметра. Между нагнетательным трубопроводом и пространством камеры сгорания у открытой форсунки нет каких-либо запорных устройств. У закрытой форсунки распыливающее отверстие закрывает игла, нагруженная сильной пружиной. Принцип действия закрытой форсунки показан на фиг. 59. Основные детали закрытой форсунки: корпус 3, распылитель 1, игла распылителя 2, нажимная штанга 4 и пружина 5. Запорный конус иглы прижат пружиной через штангу к конической поверхности в распылителе. Диаметр направляющей части иглы больше наружного диаметра запорного конуса. Топливо, подаваемое насосом, оказывает давление на кольцевую поверхность, наружный диаметр которой равен диаметру направляющей части иглы, а внутренний — наружному

диаметру запорного конуса (фиг. 59, *а*). Под давлением топлива игла приподнимается, сжимая пружину, и топливо через распыливающее отверстие впрыскивается в цилиндр (фиг. 59, *б*). В этот период игла приподнимается силой, равной произведению давления топлива на площадь сечения направляющей части иглы. После прекращения

подачи топлива давление в распылителе падает и игла форсунки под действием усилия пружины садится на седло. Закрытые форсунки, в зависимости от способа смесеобразования, имеют различную конструкцию распыливающей части. На дизелях со струйным смесеобразованием применяют обычно многодырчатые распылители (фиг. 60, *а* и *б*). Диаметр распыливающих отверстий у этих распылителей равен 0,2—0,4 мм, а число их 4—10. У вихрекамерных и предкамерных дизелей применяются однодырчатые распылители со штифтом на конце иглы, который входит внутрь распыливающего отверстия и образует кольцевое проходное сечение (фиг. 60, *в* и *г*). Ширина кольцевой щели приблизительно равна 0,02—0,05 мм. Третий тип распылителя закрытой форсунки — бесштифтовый распылитель с плоской посадкой иглы на седло (фиг. 60, *д* и *е*). Распылитель такого типа установлен на закрытой форсунке дизеля КДМ-46. Типичным примером закрытой форсунки со штифтовым распыли-



Фиг. 59. Схема действия закрытой форсунки:

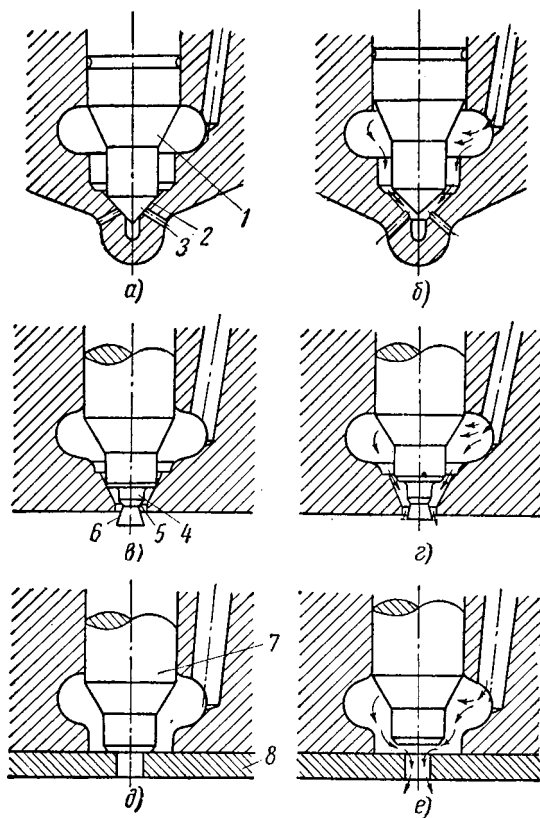
а — до начала распыливания;
б — распыливание топлива.

телем служит форсунка дизелей ряда Ч $\frac{10,5}{13}$ (фиг. 61). Верхний торец

корпуса распылителя *1* представляет собой плоскую, тщательно притертую поверхность, соприкасающуюся с такой же поверхностью корпуса *3* форсунки. Высокая плотность стыка этих двух сопрягающихся поверхностей без уплотнительных прокладок достигается благодаря высокому качеству их обработки. Плотность сопряжения цилиндрической части иглы с распылителем достигается путем тщательной их обработки (доводки) и взаимной притирки. Игла и распылитель составляют прецизионную пару, так же как плунжер и гильза.

На фиг. 62 изображена форсунка с многодырчатым распылителем дизелей Д6, Д12 и В2-300. Особенностью конструкции этой форсунки является применение щелевого фильтра, состоящего из двух стальных втулок, входящих одна в другую с диаметральной зазором

0,02—0,04 мм. На наружной поверхности внутренней втулки есть несковзные продольные канавки, которые попеременно входят на поверхность одного или другого торца. Топливо поступает в канавки, открытые со стороны верхнего торца, проходит через зазор



Фиг. 60. Схема устройства и принцип действия распылителей форсунок:

a — многодырчатый распылитель закрыт; *б* — впрыскивание топлива через многодырчатый распылитель; *в* — штифтовой распылитель закрыт; *г* — впрыскивание топлива через штифтовой распылитель; *д* — бесштифтовой распылитель закрыт; *е* — впрыскивание топлива через бесштифтовой распылитель; 1 — переходный конус; 2 — уплотняющий конус; 3 — распыливающие отверстия; 4 — цилиндрическая поверхность штифта; 5 и 6 — конические поверхности штифта; 7 — игла с плоским торцом; 8 — доньшко распылителя.

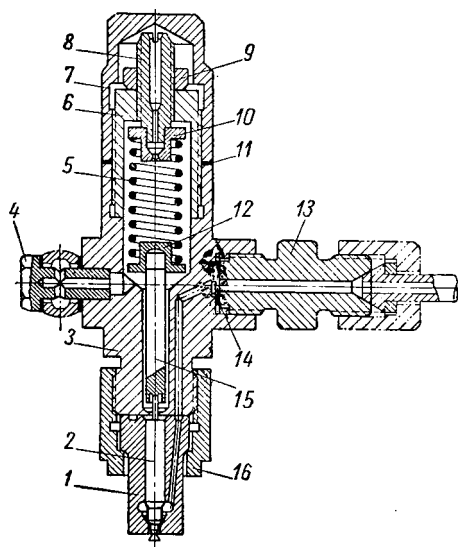
между втулками в канавки, открытые у нижнего торца. При этом задерживаются и оседают в канавках частицы размером более 0,01—0,02 мм, которые не могут пройти через щель между втулками.

Форсунка дизеля Д100 (фиг. 63) также снабжена щелевым фильтром.

Агрегатом, в котором объединены индивидуальный топливный насос и форсунка, является насос-форсунка, применяемая для дизелей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 (фиг. 64). У этих дизелей насос-форсунки

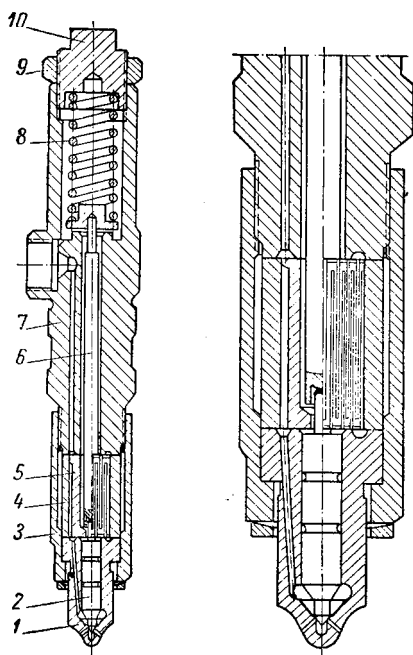
приводятся в движение от распределительного вала при помощи толкателей, штанг и коромысел.

Форсунки изготавливаются в соответствии с требованиями ГОСТа 7743-55 «Форсунки стационарных, судовых и тепловозных дизелей. Технические условия». Уплотняющий торец корпуса форсунки или



Фиг. 61. Форсунка дизелей Ч $\frac{10,5}{13}$:

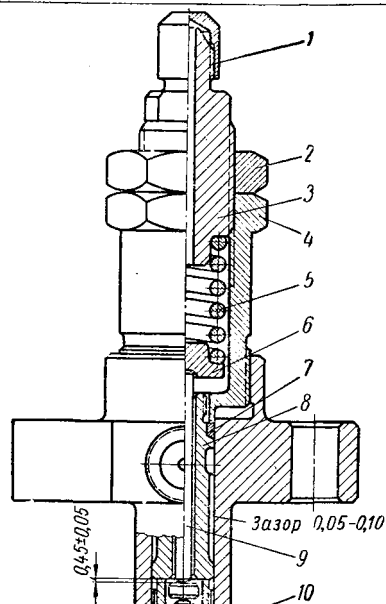
1 — корпус распылителя; 2 — игла распылителя; 3 — корпус форсунки; 4 — штуцер; 5 — пружина; 6 — стакан пружины; 7 — колпак; 8 — регулировочный винт; 9 — контргайка; 10 — верхняя тарелка; 11 — прокладка; 12 — нижняя тарелка; 13 — штуцер; 14 — прокладка; 15 — штанга; 16 — накидная гайка.



Фиг. 62. Форсунка дизелей Д6, Д12 и В2-300:

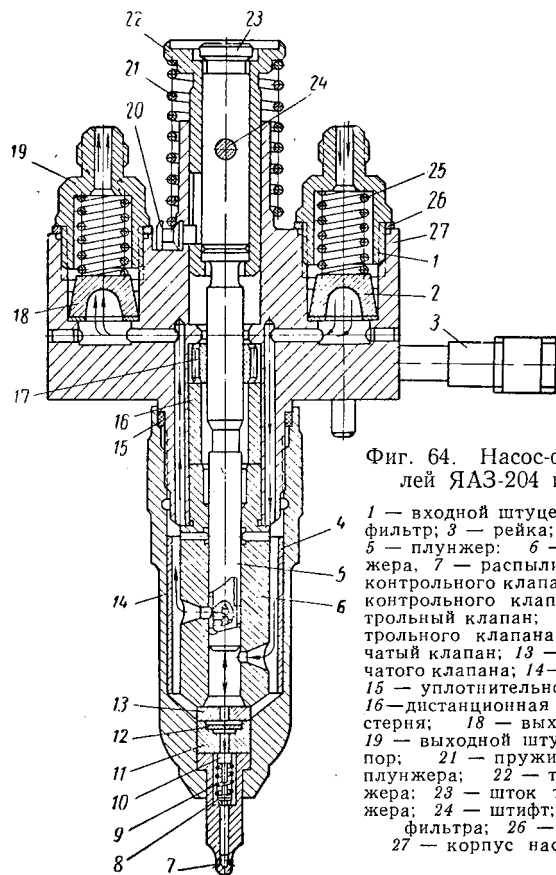
1 — корпус распылителя; 2 — игла распылителя; 3 — гайка распылителя; 4 и 5 — наружная и внутренняя втулки щелевого фильтра; 6 — штанга; 7 — корпус форсунки; 8 — пружина; 9 — контргайка; 10 — регулировочная пробка.

распылителя должен быть обработан с чистотой поверхности не ниже $\nabla\nabla\nabla\nabla 11$. Неперпендикулярность этого торца и внутреннего торца гайки крепления распылителя относительно оси резьбы должна быть не более 0,02 мм на диаметр торца. Непараллельность торцов проставки между корпусом и распылителем, как, например, втулок щелевого фильтра, должна быть не более 0,01 мм. Твердость торца корпуса должна быть $H_{RC} = 52 \div 56$, а твердость наконечника штанги $H_{RC} = 50 \div 60$. Распылители форсунок должны изготавливаться в соответствии с ГОСТом 7744-55 «Распылители форсунок стационарных, судовых и тепловозных дизелей. Технические условия». Корпус распылителя должен изготавливаться из стали 18ХНВА, игла — из стали Р9



Фиг. 63. Форсунка
дизеля Д100:

- 1 — колпачок; 2 — контргайка; 3 — регулировочная пробка; 4 — стакан пружины; 5 — пружина; 6 — тарелка пружины; 7 — уплотнительное кольцо; 8 — щелевой фильтр; 9 — толкатель; 10 — игла; 11 — корпус; 12 — наконечник распылителя; 13 и 14 — уплотнительные прокладки.

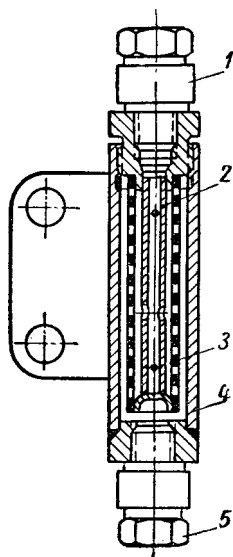


Фиг. 64. Насос-форсунка дизе-
лей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206:

- 1 — входной штуцер; 2 — входной фильтр; 3 — рейка; 4 — отражатель; 5 — плунжер; 6 — втулка плунжера; 7 — распылитель; 8 — упор контрольного клапана; 9 — пружина контрольного клапана; 10 — контрольный клапан; 11 — седло контрольного клапана; 12 — пластинчатый клапан; 13 — седло пластинчатого клапана; 14 — стяжная гайка; 15 — уплотнительное кольцо; 16 — дистанционная втулка; 17 — шестерня; 18 — выходной фильтр; 19 — выходной штуцер; 20 — стопор; 21 — пружина толкателя плунжера; 22 — толкатель плунжера; 23 — шток толкателя плунжера; 24 — штифт; 25 — пружина фильтра; 26 — прокладка; 27 — корпус насос-форсунки.

и Р18. Допускается изготовление этих деталей из сталей ХВГ или ШХ15. Корпус распылителя цементуют на глубину 0,5—0,9 мм, он имеет твердость $H_{RC} = 58 \div 62$. Твердость иглы распылителя $H_{RC} = 60 \div 65$.

Чистота обработки должна быть для сопрягающихся цилиндрических поверхностей иглы и распылителя $\nabla\nabla\nabla\nabla 12$, для уплотняющей конической поверхности корпуса распылителя $\nabla\nabla\nabla\nabla 9$, для такой же поверхности иглы $\nabla\nabla\nabla\nabla 10$, для уплотняющих торцов корпуса распылителя $\nabla\nabla\nabla\nabla 11$. По ГОСТу 7744-55 установлены также допустимые отклонения от правильной геометрической формы. Для иглы допускается конусность цилиндрической рабочей поверхности 0,001 мм, биение уплотняющего конуса по отношению цилиндрической рабочей поверхности 0,002 мм. Для корпуса распылителя эти величины соответственно составляют 0,002 и 0,004 мм, а овальность цилиндрической поверхности 0,001 мм. Такая высокая точность требует весьма совершенной технологии производства.



Фиг. 65. Сетчатый топливный фильтр грубой очистки дизеля

6Ч $\frac{12}{14}$;

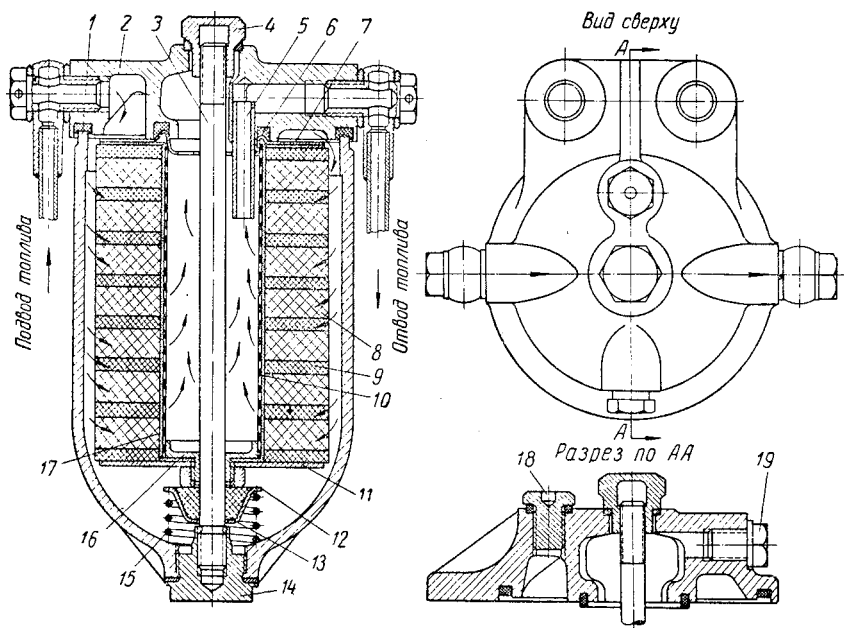
1 — отводящий штуцер;
2 — каркас сетки;
3 — сетка; 4 — корпус фильтра; 5 — подводящий штуцер.

§ 25. ТОПЛИВНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Для надежной работы топливной аппаратуры требуется тщательная очистка топлива, которая производится последовательно в фильтрах грубой и тонкой очистки. Фильтры грубой очистки сетчатого или проволочно-щелевого типа устанавливают в топливных баках или между баками и топливоподкачивающими насосами. Примером фильтра грубой очистки может служить сетчатый фильтр дизеля 6Ч $\frac{12}{14}$ (фиг. 65), основным фильтрующим элементом которого является латунная сетка № 100 по ГОСТу 3187-46. Фильтры грубой очистки задерживают частицы размером 0,06—0,07 мм.

Более мелкие частицы механических примесей улавливаются фильтрами тонкой очистки. У большинства фильтров тонкой очистки фильтрующим элементом является войлок (фетр). Конструкция такого фильтра, устанавливаемого на дизелях Д6, Д12 и В2-300, показана на фиг. 66. Фильтрующим элементом в этом фильтре являются чередующиеся толстые 8 и тонкие 9 войлочные (фетровые) пластины, надетые на сетчатый каркас 10 со стальным доньшком 16. Непосредственно на каркас 10 надет шелковый чехол 17. Войлочные пластины зажаты между стальными пластинами 7 и 11. Фильтрующий пакет вставлен в корпус 1, закрытый крышкой 2, стянутый шпилькой 3 и гайкой 4. На нижний конец

шпильки 3 накручена заглушка 14. Внизу отверстие в доньшке пакета уплотняется сальником 13, вставленным в колпачок 12, на который воздействует пружина 15. Путь топлива в фильтре показан стрелками. Из внутренней полости очищенное топливо по прием-



Фиг. 66. Войлочный топливный фильтр дизелей Д6 и Д12.

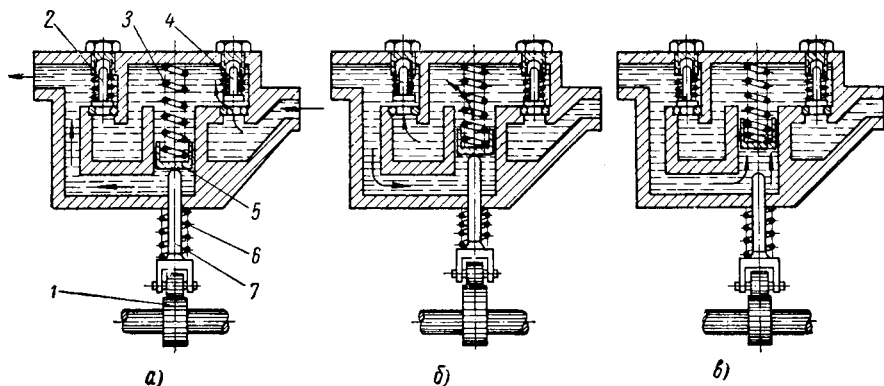
ной трубке 5 выходит из фильтра. В крышке ввернуты пробки 18 и 19 для выпуска пузырьков воздуха и расположен уплотняющий сальник 6.

Для возможности промывки фильтра без остановки дизеля применяют двойные фильтры, у которых при промывке одного фильтрующего пакета топливо проходит через другой пакет.

§ 26. ТОПЛИВОПОДКАЧИВАЮЩИЕ НАСОСЫ

Наиболее распространенные типы топливоподкачивающих насосов — это поршневой, коловратный и шестеренчатый. Поршневые топливоподкачивающие насосы устанавливают на дизелях типа Ч 8,5/11, Ч 10,5/13, 6Ч 12/14, на тракторных дизелях Д-35, Д-54 и др. Предполагается устанавливать поршневые насосы на дизелях Д6. Принцип действия такого насоса показан на фиг. 67. Топливоподкачивающий насос крепится на корпусе топливного насоса высокого давления. Роликовый толкатель 7 топливоподкачивающего насоса приводится

в движение тем же кулачком 1, что и толкатели плунжеров высокого давления. Толкатель 7 прижат к кулачку пружиной 6. Стержень толкателя приводит в движение поршень 5, нагруженный пружиной 3. Насос имеет всасывающий 2 и нагнетательный клапаны 4. Поршень одновременно может регулировать давление нагнетаемого топлива. При повышении давления в полости нагнетания поршень сжимает пружину и остается в верхнем положении (фиг. 67, в), вследствие чего подача топлива прекращается. При уменьшении давления поршень опускается и ход его возрастает. Конструкция поршневого



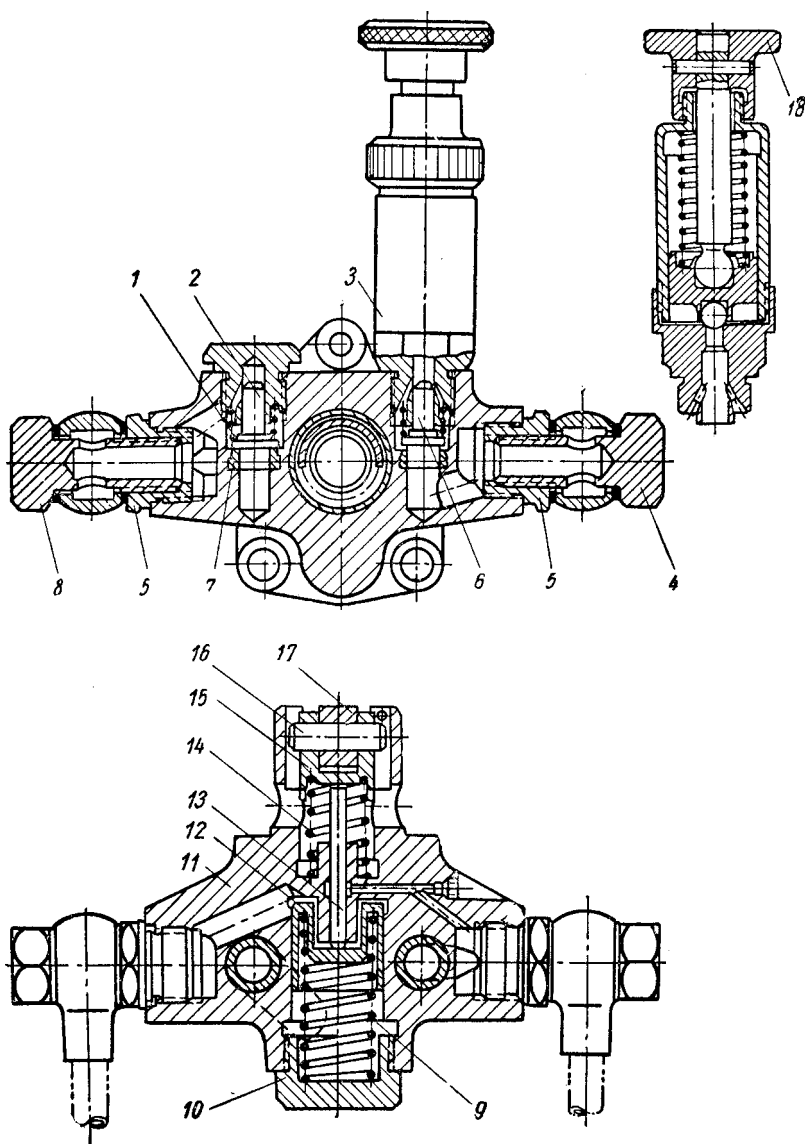
Фиг. 67. Принцип действия поршневого топливоподкачивающего насоса:

а — всасывание; б — нагнетание; в — работа насоса при повышении давления в полости нагнетания.

топливоподкачивающего насоса дизелей 4Ч $\frac{10,5}{13}$ и 6Ч $\frac{12}{14}$ показана на фиг. 68. На топливоподкачивающем насосе установлен также ручной насос с шариковым клапаном для прокачивания системы топливом перед пуском дизеля.

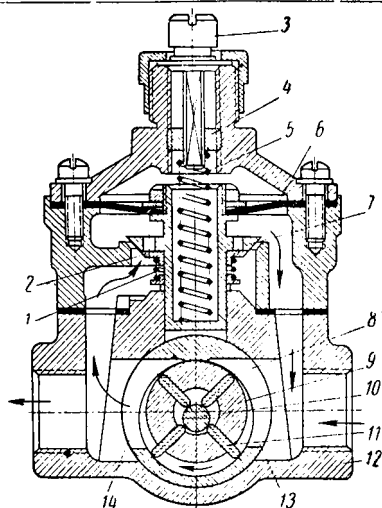
Коловратный топливоподкачивающий насос БНК-12ТС (фиг. 69) установлен на дизелях Д6, Д12 и В2-300. Ротор 9 насоса с четырьмя лопатками при вращении захватывает топливо и перекачивает его из полости всасывания в полость нагнетания. Путь топлива показан на фиг. 69 стрелками. Давление в полости нагнетания поддерживается в установленных пределах при помощи перепускного клапана 7, нагруженного пружиной 5.

Принцип действия шестеренчатого топливоподкачивающего или масляного насоса представлен на фиг. 70. Ячейки, образуемые впадинами между зубьями и наружным корпусом, захватывают топливо и подают его из полости всасывания в полость нагнетания. Давление нагнетания регулируется перепускным клапаном. Шестеренчатый топливоподкачивающий насос дизеля М601 изображен на фиг. 71.



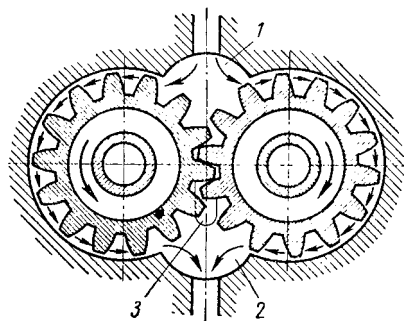
Фиг. 68. Поршневой топливopодкачивающий насос дизелей 4Ч $\frac{10,5}{13}$, 6Ч $\frac{12}{14}$ и др.

1 — пружина клапана; 2 — нагнетательный клапан; 3 — насос ручной прокачки; 4 — штуцер подвода топлива; 5 — резьбовые втулки; 6 — всасывающий клапан; 7 — седло клапана; 8 — штуцер отвода топлива; 9 — пружина поршня; 10 — пробка; 11 — корпус подкачивающего насоса; 12 — поршень; 13 — стержень; 14 — пружина толкателя; 15 — корпус толкателя; 16 — ось ролика; 17 — ролик толкателя; 18 — кнопка насоса ручной прокачки.



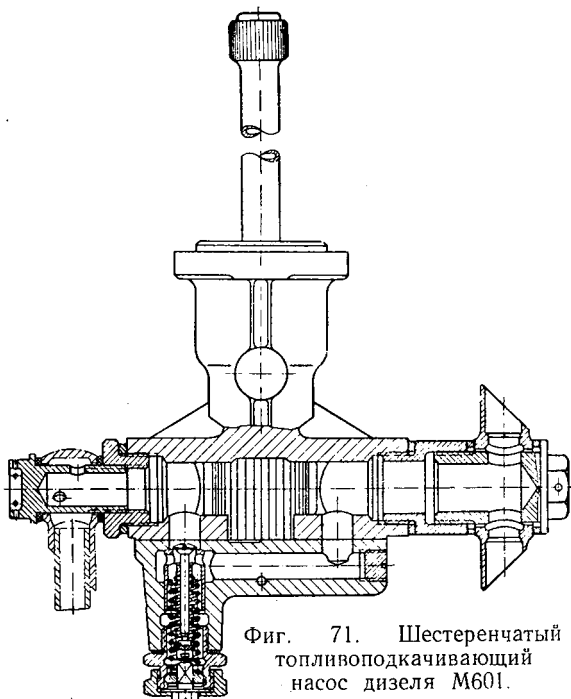
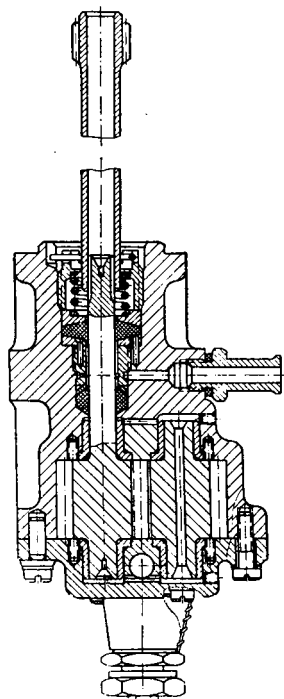
Фиг. 69. Коловратный топливоподкачивающий насос БНК-12ТС:

1 — пружина вспомогательного клапана; 2 — вспомогательный клапан; 3 — регулировочный стержень; 4 — регулировочная гайка натяжения пружины перепускного клапана; 5 — пружина перепускного клапана; 6 — уплотнительная диафрагма; 7 — перепускной клапан; 8 — гильза; 9 — ротор; 10 — упорный ролик лопастей; 11 — лопасть; 12 — корпус насоса; 13 — впускное окно; 14 — выпускное окно.



Фиг. 70. Схема действия шестеренчатого топливоподкачивающего насоса:

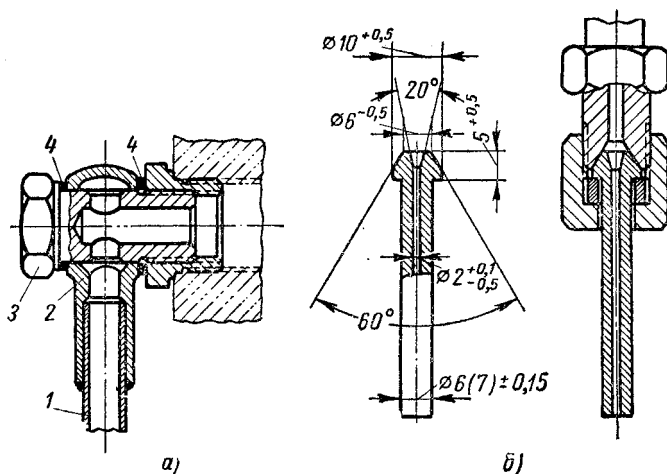
1 — полость всасывания; 2 — полость нагнетания; 3 — разгрузочная торцовая выточка.



Фиг. 71. Шестеренчатый топливоподкачивающий насос дизеля М601.

§ 27. ТРУБОПРОВОДЫ

Трубопроводы, соединяющие отдельные элементы топливной системы, делятся на трубопроводы высокого и низкого давления. Трубопроводы высокого давления соединяют топливный насос с форсунками. Давление в таких трубопроводах достигает 500—600 ат. Трубопроводы высокого давления изготавливаются из цельнотянутых стальных труб с наружным диаметром 6—10 мм и толщиной стенок 2—3,5 мм. Материал — малоуглеродистая сталь 10. Трубопроводы



Фиг. 72. Соединения топливных трубопроводов:

а — соединение трубопроводов низкого давления; *б* — соединение трубопроводов высокого давления; 1 — трубка; 2 — наконечник; 3 — штуцер; 4 — прокладки.

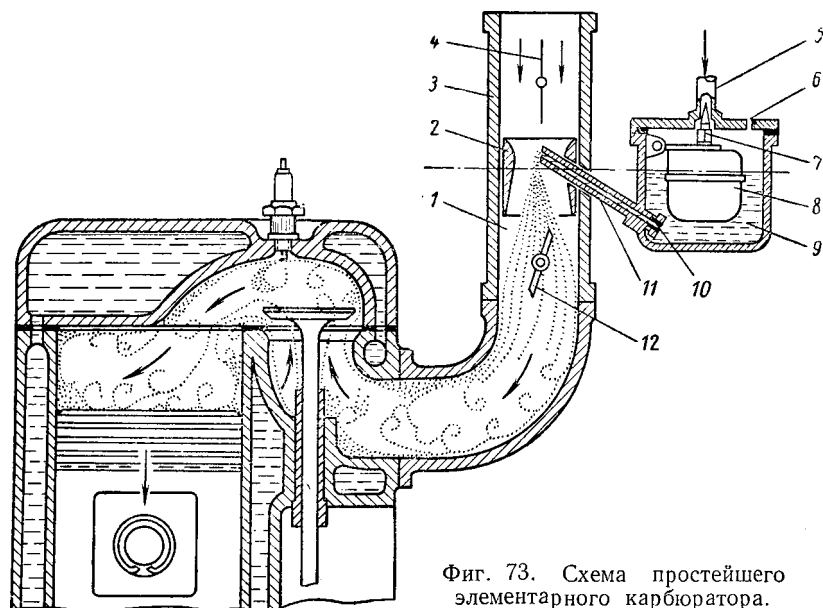
низкого давления соединяют между собой все остальные агрегаты топливной системы, т. е. топливоподкачивающий насос с фильтром, фильтр с насосом высокого давления и пр. Эти трубопроводы испытывают внутреннее давление до 1,5—2 ат. Для трубопроводов низкого давления применяют цельнотянутые стальные или медные трубки с наружным диаметром 6—20 мм и толщиной стенок 1—1,5 мм.

Примеры наиболее распространенных конструкций соединений топливных трубопроводов показаны на фиг. 72. Для трубопроводов низкого давления применяют соединения с припаянными к трубкам наконечниками 2 и штуцерами 3 (фиг. 72, *а*). Соединение трубопровода высокого давления (фиг. 72, *б*) обычно выполняется в виде накидной гайки, колечка и высаженного на конце трубки конуса.

§ 28. КАРБЮРАТОРЫ

У существующих автомобильных бензиновых двигателей, в отличие от дизелей, приготовление горючей смеси (смесеобразование) происходит вне рабочего цилиндра в приборе, который называется карбюратором.

Схема простейшего элементарного карбюратора представлена на фиг. 73. Карбюратор состоит из поплавковой камеры 9, в которой расположен поплавок 8, распылителя 11, воздушного патрубка 3, смесительной камеры 1 с диффузором 2 и дроссельной заслонки 12. Поплавковая камера представляет собой устройство, в котором поддерживается постоянный уровень топлива. При понижении уровня топлива в поплавковой камере игла 7 откроет его доступ из трубо-



Фиг. 73. Схема простейшего элементарного карбюратора.

провода 5 и в поплавковую камеру поступит нужное количество топлива. Отверстие 6 служит для поддержания в поплавковой камере атмосферного давления. Испаритель 11 состоит из трубки, в которую вставлен жиклер 10, представляющий собой латунную пробку с калиброванным отверстием малого диаметра. Жиклер служит для дозирования количества топлива, поступающего в смесительную камеру. Выходное отверстие распылителя расположено на 1—2 мм выше уровня топлива в поплавковой камере, что исключает возможность его вытекания из поплавковой камеры при неработающем двигателе. Воздух входит в карбюратор через воздушный патрубок 3. Количество засасываемого воздуха регулируется воздушной заслонкой 4. Из воздушного патрубка воздух поступает в диффузор 2. При прохождении воздуха через суженное сечение диффузора скорость воздуха возрастает и создается разрежение. Вследствие разности давлений в поплавковой камере и диффузоре топливо вытекает из выходного отверстия распылителя, распыливается, испаряется и смешивается с воздухом. Образуется горючая смесь, которая поступает в цилин-

дры двигателя. Для регулирования количества горючей смеси служит дроссельная заслонка 12. Прикрывая заслонку, уменьшают количество поступающей в цилиндры горючей смеси, а следовательно, и мощность двигателя. Карбюратор такого типа называется пульверизационным (распыливающим). Основным недостатком элементарного карбюратора является непостоянство состава горючей смеси. С увеличением числа оборотов двигателя возрастает скорость воздуха в диффузоре, увеличивается разрежение и количество вытекающего из распылителя топлива возрастает быстрее, чем количество поступающего воздуха (смесь становится слишком «богатой» бензином). Поэтому у современных карбюраторов есть ряд устройств, обеспечивающих требуемый состав горючей смеси при работе двигателя на разных режимах.

ГЛАВА VII

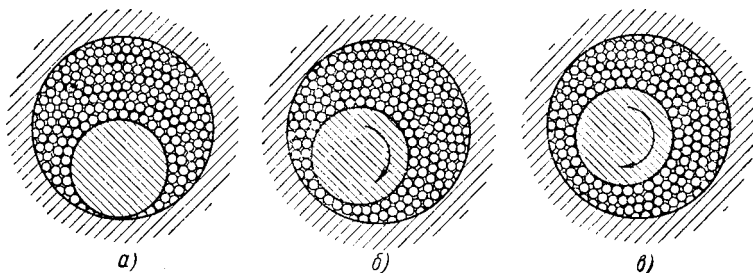
СИСТЕМА СМАЗКИ И ОХЛАЖДЕНИЯ

§ 29. СИСТЕМА СМАЗКИ

Относительное перемещение соприкасающихся деталей, как, например, поршня в цилиндре, сопровождается трением. Существуют два рода трения: качения и скольжения. У большинства движущихся деталей двигателя преобладает трение скольжения. Различают два основных вида трения скольжения — сухое и жидкостное. При сухом трении соприкасающиеся детали, перемещаясь одна относительно другой, задевают за микровыступы на трущихся поверхностях. В местах соприкосновения возникают молекулярные силы сцепления, препятствующие движению деталей. При преодолении сил сцепления механическая энергия, расходуемая на трение, преобразуется в тепловую и трущиеся детали нагреваются. При жидкостном трении между сопряженными деталями находится тонкий слой масла. В этом случае трение твердых поверхностей заменяется трением одного слоя масла относительно другого. Так как силы сцепления частиц у жидкости меньше, чем у твердых тел, при жидкостном трении уменьшаются потери мощности, износ и нагрев деталей. Для получения жидкостного трения необходимо, чтобы смазывающая жидкость обладала свойством смачивать трущиеся детали и имела достаточную вязкость. В соответствии с гидродинамической теорией смазки масло располагается в зазорах между трущимися деталями в виде масляного клина (фиг. 74). В узкой части клина создается повышенное давление. Под действием давления вал или плоская поверхность всплывает на слой масла. Толщина слоя масла зависит от скорости вращения деталей, вязкости масла, удельного давления и состояния трущихся поверхностей. При боль-

ших скоростях вращения нужно применять масло с малой вязкостью, а при малых скоростях вращения — масло с большой вязкостью.

В начале движения и при очень больших удельных давлениях масляный слой в отдельных местах отсутствует и преобладает полужидкостное трение. В этих случаях желательно, чтобы на поверхности деталей сохранялась масляная пленка. Для сохранения масляной пленки необходимо выбирать масло с высокой липкостью и применять детали с пористой поверхностью, поглощающие (абсорбирующие) смазку. Этим объясняется повышенная долговечность



Фиг. 74. Образование масляного клина:

а — вал в состоянии покоя; *б* — начало вращения вала; *в* — образование масляного клина.

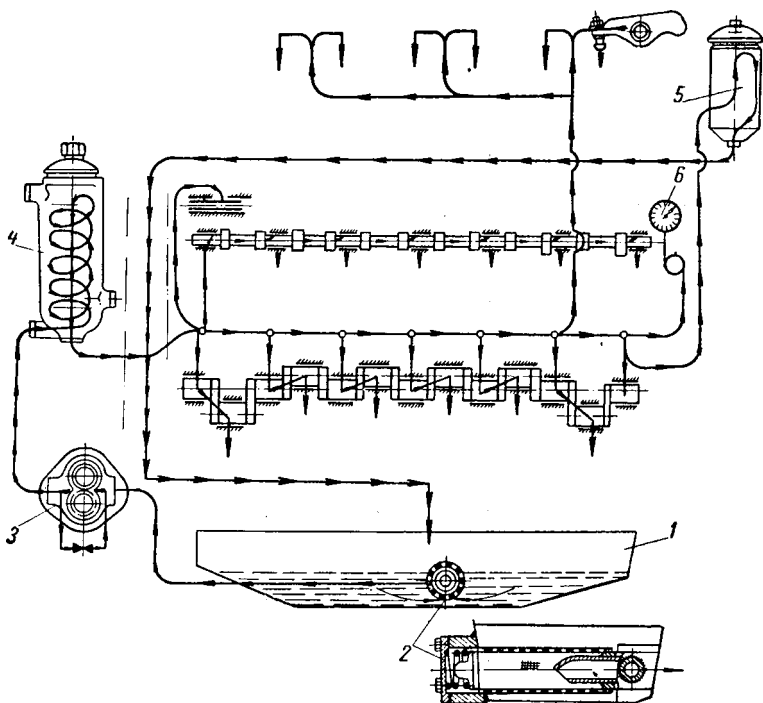
поршневых колец, покрытых пористым хромом, по сравнению с гладкими.

Для двигателей применяются главным образом три системы подачи масла к трущимся деталям: принудительная (под давлением), разбрызгиванием и комбинированная. У большинства рассматриваемых двигателей применяется комбинированная система смазки. Под давлением смазываются коренные и шатунные подшипники скольжения, подшипники распределительных валов и подшипники валов передачи. Остальные детали смазываются разбрызгиванием.

На фиг. 75 показана комбинированная система смазки дизеля 6Ч₁₄¹². Масляный насос 3 через фильтр-маслоприемник 2 засасывает масло из поддона 1 картера и подает его в сетчатый фильтр-холодильник 4. Из этого фильтра масло поступает для смазки коренных и шатунных подшипников коленчатого вала, подшипников распределительного вала и клапанного механизма. Часть потока масла из главной масляной магистрали ответвляется и проходит через картонный масляный фильтр 5 тонкой очистки. Поршни, шестерни и другие детали дизеля смазываются разбрызгиванием масла, вытекающего из подшипников коленчатого вала. На главной масляной магистрали установлен манометр 6.

В отличие от приведенной системы смазки с масляной ванной в поддоне картера у дизелей Д6, Д12 и М601 применяется система смазки с «сухим» картером. Сливающееся в картер масло отводится

из него двумя откачивающими секциями масляного насоса в масляный бак. Одна из откачивающих секций засасывает масло из передней части поддона картера, а другая — из задней. Благодаря этому в картере остается сравнительно небольшое количество масла («сухой» картер), а весь запас масла находится в баке. Из бака по трубопроводу масло подводится в нагнетательную секцию масляного



Фиг. 75. Комбинированная смазка дизеля 6Ч $\frac{12}{14}$.

насоса или в отдельный нагнетающий масляный насос. Нагнетающая секция масляного насоса (или отдельный насос) подает масло в главную масляную магистраль двигателя, а из нее к коренным и шатунным подшипникам и к другим узлам. Такая система смазки заимствована у авиационных поршневых двигателей и не допускает переполнения маслом одной части картера при наклоне двигателя.

§ 30. ХАРАКТЕРИСТИКА СМАЗОЧНЫХ МАСЕЛ

Характеристика наиболее распространенных смазочных масел приведена в табл. 13. Одним из наиболее важных показателей качества масла является вязкость. Для высоконагруженных трущихся деталей особенно важно, чтобы смазочное масло имело достаточ-

Таблица 13

Физико-химические свойства масел

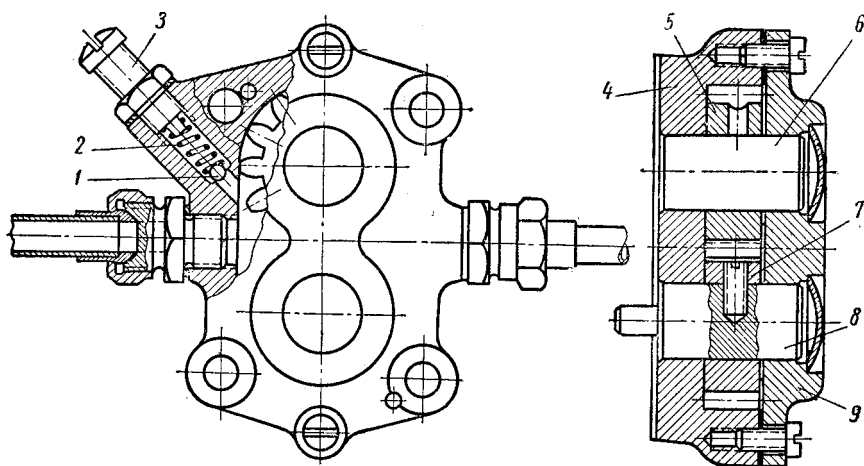
Показатели	Масла					
	Авиационные		Автомобильные АК-10	Дизельные		Специальные МТ-16п
	МС-14	МС-20		Д-11	Дп-11	
ГОСТ	1013-49	1013-49	1862-51	5304-54	5304-54	6360-52
Вязкость кинематическая в <i>сст</i> при 100°	14	20	10	10,5—12,5	10,5—12,5	16,0—17,5
Коксуемость в % не более	0,45	0,3	0,4	0,4	0,4	0,60
Кислотное число в <i>мг КОН</i> на 1 <i>г</i> масла не более	0,25	0,05	0,25	0,15	0,10	0,20
Зольность в % не более	0,003	0,003	0,02	0,005	0,25	0,12
Содержание механических примесей в % не более	Отсутствует				0,01	0,01
Содержание воды	Отсутствует		Следы	Отсутствует	Следы	Отсутствует
Температура застывания в °С не выше	—30	—18	—25	—18	—15	—25
Температура вспышки в °С:						
в открытом тигле не ниже	—	—	200	200	190	—
в приборе Мартенса-Пенского не ниже	200	225	—	—	—	200

ную вязкость при высокой температуре. Следующим главным показателем, характеризующим качество масла, является температура вспышки. Чем выше температура вспышки, тем меньше выгорает масла в цилиндре. Необходимо также, чтобы масло имело низкую температуру застывания и сохраняло подвижность даже при низких температурах наружного воздуха. Коксуемость масла определяет, в известной мере, склонность его к нагарообразованию. Кислотное число определяет коррозионные свойства масла. Для сильно нагруженных дизелей типа Д12 и М601, имеющих высокие максимальные давления цикла и большое число оборотов, применяют масла с большой вязкостью.

§ 31. МАСЛЯНЫЕ НАСОСЫ

Подача масла к трущимся поверхностям в системе смазки производится масляным насосом. Наиболее распространенные масляные насосы шестеренчатого типа. Принцип действия шестеренчатых масляных насосов такой же, как и у описанных выше шестеренчатых топливных насосов.

Наиболее простой шестеренчатый масляный насос показан на фиг. 76. Он состоит из корпуса 4, крышки 9, ведущей шестерни 7,

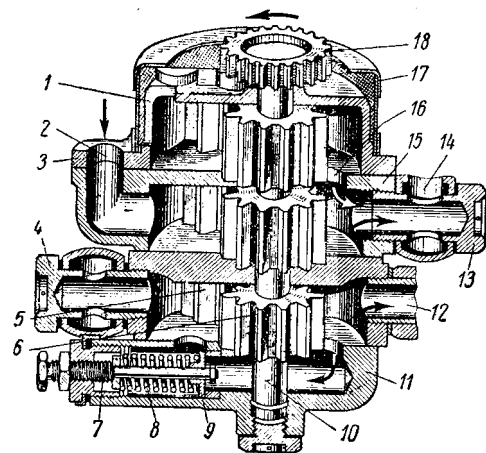


Фиг 76. Масляный насос дизелей 1 и 2Ч $\frac{10,5}{13}$.

которая закреплена на ведущем валу 8, и ведомой шестерни 5, которая свободно вращается на оси 6. Для поддержания постоянного давления масла служит шариковый редукционный клапан, который состоит из шарика 1, пружины 2 и регулировочного винта 3.

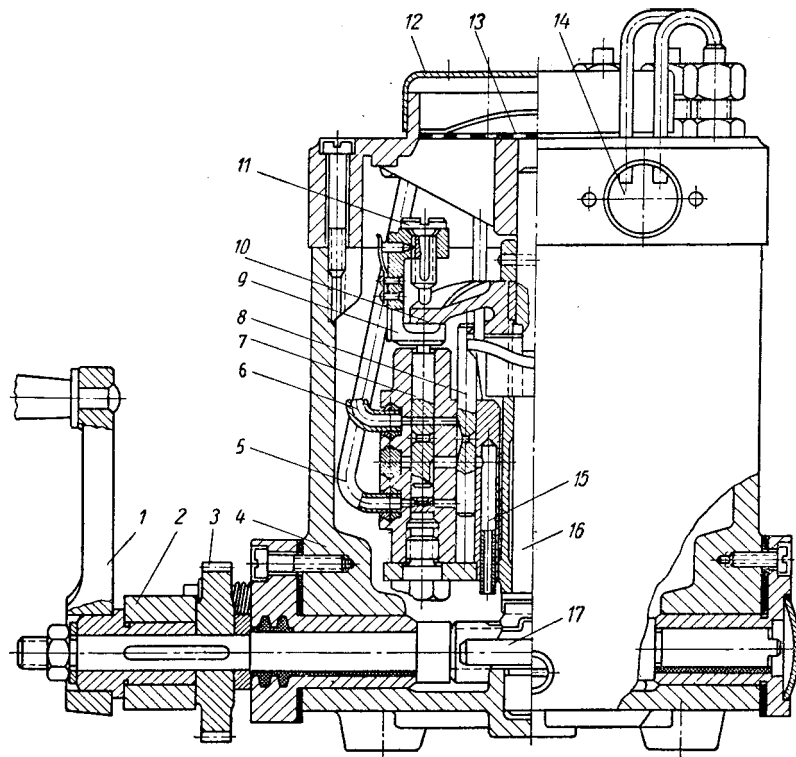
Масляный трехсекционный шестеренчатый насос, применяемый на дизелях Д6, Д12 и В2-300, показан на фиг. 77. Две верхние секции насоса откачивающие, а нижняя — нагнетающая с редукционным клапаном.

Для смазки цилиндров тихоходных двигателей применяются лубрикаторы (фиг. 78). Схема действия насосного элемента лубрикатора показана на фиг. 79. Насосный элемент состоит из плунжера 1 и золотника 2. Число ходов плунжера в 2 раза больше числа ходов золотника. При первом ходе плунжера вниз масло нагнетается по каналу 4 в рабочий отвод. Во время второго хода плунжера вверх масло засасывается из резервуара во всасывающий канал 5. Третий ход плунжера (вниз) соответствует нагнетанию в канал 3 контрольного отвода. При четвертом ходе плунжера (вверх) вновь происходит всасывание масла в канал 5.



Фиг. 77. Масляный насос дизелей Д6, Д12 и В2-300:

1 — окно, через которое подводится масло к первой (верхней) откачивающей секции из переднего отстойника; 2 — отверстие, через которое подводится масло ко второй откачивающей секции из заднего отстойника нижнего картера; 3 — крышка; 4 — штуцер; 5 — ведомая шестерня; 6 — ведущая шестерня; 7 — регулировочный винт; 8 — пружина; 9 — редукционный клапан; 10 — ведущий вал; 11 — нижняя крышка; 12 — отверстие, через которое масло из нагнетательной секции отводится к масляному фильтру; 13 — штуцер; 14 — угольник; 15 — корпус второй откачивающей секции; 16 — отверстие, соединяющее полости нагнетания откачивающих секций; 17 — сетчатый фильтр; 18 — шестерня привода.



Фиг. 78. Лубрикатор:

1 — рукоятка; 2 — горизонтальный вал; 3 — храповик; 4 — корпус; 5 — трубка контрольного отвода; 6 — трубка рабочего отвода; 7 — плунжер; 8 — золотник; 9 — головка плунжера; 10 — фигурная шайба; 11 — регулировочный винт; 12 — крышка; 13 — сетка; 14 — контрольное стекло; 15 — всасывающий канал; 16 — вертикальный вал; 17 — червячная шестерня.

§ 32. МАСЛЯНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Масляные фильтры можно разделить на полнопоточные, через которые пропускается весь поток масла, подаваемого насосом, и частичной фильтрации, через которые пропускается небольшая часть масла, обычно около 10%, для постепенной его очистки. В зависимости от вида фильтрующего элемента различают фильтры грубой очистки (сетчатые, ленточно- и проволочно-щелевые) и тонкой очистки (войлочные, хлопчатобумажные, картонные и бумажные).

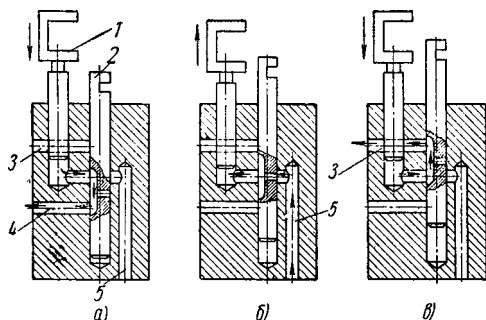
Сетчатый фильтр задерживает сравнительно большие частицы размером не менее 0,1—0,2 мм. Более тонкую очистку масла производят ленточно-щелевые фильтры, применяемые для автомобильных двигателей. Эти фильтры (фиг. 80) состоят из кольцевых фильтрующих пластин 13 и звездообразных проставочных пластин 14. Толщина звездообразных пластин равна 0,06—0,08 мм и определяет размеры щелей. Между кольцевыми пластинами установлены надетые на вертикальный стержень неподвижные очищающие пластины 12. При поворачивании при помощи рукоятки 11 центрального стержня 7 происходит очистка фильтра. Недостаток этого фильтра — его малая пропускная способность.

Проволочно-щелевой фильтр (фиг. 81), применяемый на дизелях Д5, Д12 и В2-300, представляет собой гофрированные латунные стаканы с намотанной и припаянной к ним латунной профилированной проволокой. Выступы на проволоке определяют величину щелей 0,04—0,07 мм.

Картонный фильтр тонкой очистки типа АСФО (фиг. 82) состоит из сплошных и спицевых (проставочных) картонных прокладок. Через узкие щели между торцовыми поверхностями прокладок проходит масло. Качество очистки масла в этом фильтре достаточно высокое, но пропускная способность его невелика. Поэтому фильтры типа АСФО применяют только для частичной фильтрации масла.

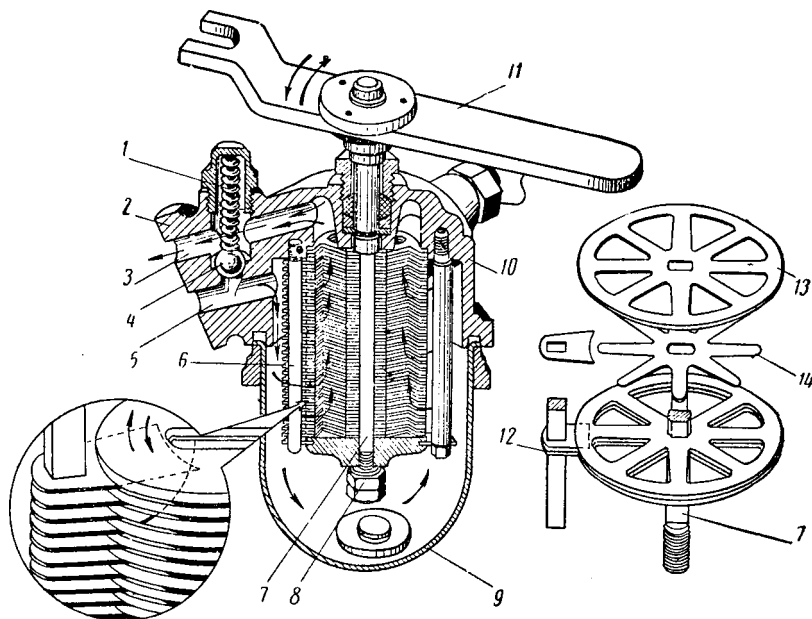
Еще более тонкую очистку масла дают бумажные фильтры. Недостаток бумажных фильтров — малая прочность фильтровальной бумаги.

В последнее время на двигателях тракторного типа для тонкой очистки масла широко применяются реактивные масляные центрифуги с числом оборотов ротора 6000—6500 в минуту. Масло поступает из масляного насоса в ротор центрифуги под давлением 5—6 кг/см². Из ротора масло через два сопла, имеющих внутренний диаметр 1,5—2 мм, вытекает в полость, сообщенную с картером двигателя. Под действием реактивной силы струй масла, вытекающих из сопел, ротор центрифуги приводится во вращение и находящееся в нем масло центрифугируется. При этом содержащиеся в масле механические примеси отбрасываются центробежной силой от центра к периферии и осаждаются на стенках ротора. Хотя количество отложений на стенках ротора реактивной масляной центрифуги меньше, чем образуется обычно в фильтрах тонкой очистки типа АСФО, при введении



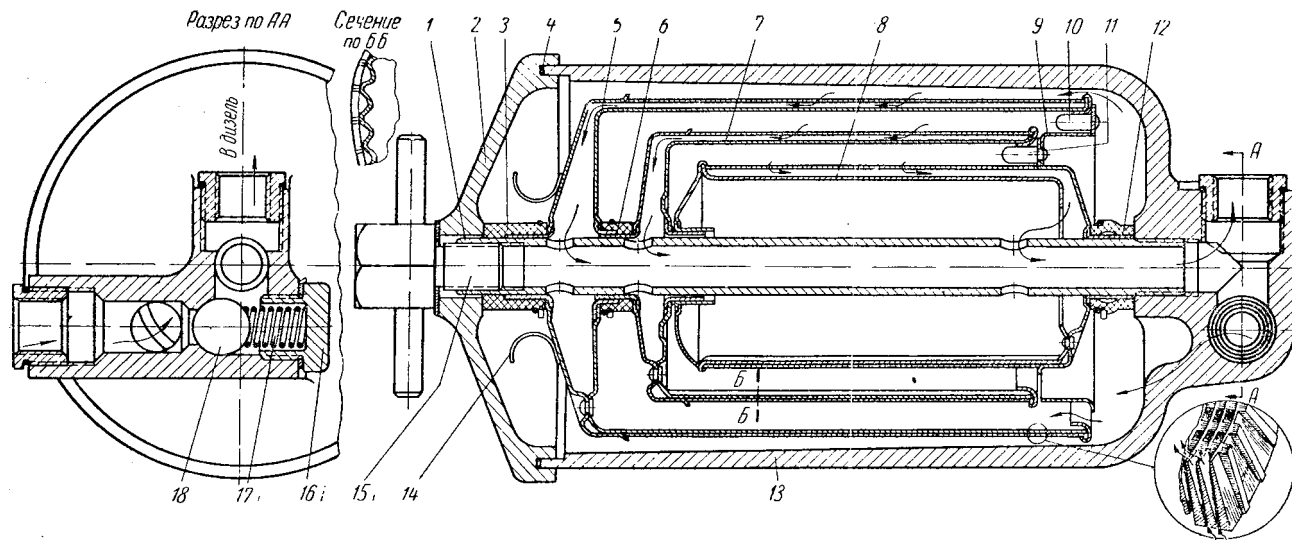
Фиг. 79. Схема действия насосного элемента лубрикатора:

a — нагнетание к рабочему отводу; *б* — всасывание;
в — нагнетание к контрольному отводу.



Фиг. 80. Ленточно-щелевой фильтр автомобильного двигателя:

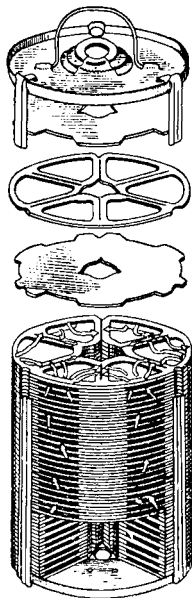
1 — пружина шарикового перепускного клапана; 2 — фланец крепления фильтра к двигателю; 3 — канал отвода чистого масла; 4 — шарик; 5 — канал подвода загрязненного масла; 6 — боковой стержень; 7 — центральный стержень; 8 — гайка; 9 — нижняя штампованная часть корпуса фильтра; 10 — верхняя литая чугунная часть корпуса фильтра; 11 — рукоятка; 12 — неподвижные очищающие пластины; 13 — кольцевая фильтрующая пластина; 14 — звездообразная проставочная пластина.



Фиг. 81. Проволочно-щелевой фильтр дизелей Д6, Д12 и В2-300:

1 — стержень; 2 — крышка; 3, 6 и 12 — уплотнительные втулки; 4 — прокладка; 5 — стакан внешней секции; 7 — стакан средней секции; 8 — стакан внутренней секции; 9 — ободок; 10 и 11 — упоры; 13 — корпус; 14 — скоба; 15 — стяжной болт; 16 — корпус клапана; 17 — пружина клапана; 18 — шариковый перепускной клапан.

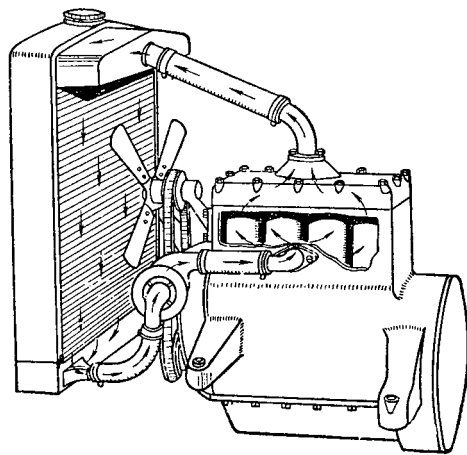
центробежной очистки масла износ вкладышей подшипников и шеек коленчатого вала уменьшается. Это объясняется тем, что центрифуга очень эффективно задерживает твердые частицы загрязнений, содержащиеся в масле.



Фиг. 82. Сменный фильтрующий элемент картонного фильтра АСФО.

§ 33. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ

Для двигателей применяют системы жидкостного и воздушного охлаждения. Системы



Фиг. 83. Замкнутая система охлаждения автомобильного двигателя.

жидкостного охлаждения делятся на открытые (незамкнутые) и замкнутые. Открытые системы бывают испарительные и проточные. Испарительная система, применяющаяся у дизеля Т-62, устроена следующим образом: в резервуаре, отлитом за одно с рубашкой дизеля, охлаждающая вода нагревается и создается естественная циркуляция; по мере испарения воды из системы добавляют свежую воду. В проточной открытой системе охлаждения нагретая вода сливается за борт, в канализацию или в градирню, а вместо нее в систему поступает свежая холодная вода. Градирня представляет собой стационарную испарительную холодильную установку.

В замкнутой системе жидкостного охлаждения (фиг. 83) циркулирует одна и та же охлаждающая жидкость. По выходе из двигателя она охлаждается в водо-водяном или водо-воздушном холодильнике. Циркуляция воды в проточной и замкнутой системах охлаждения совершается при помощи водяного насоса.

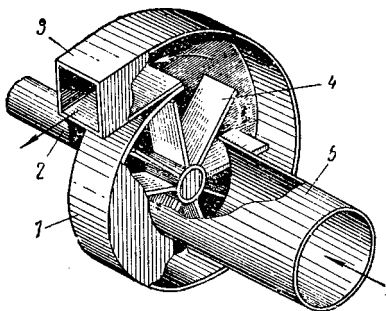
У двигателей с воздушным охлаждением на наружной поверхности цилиндров и их крышек расположены ребра, которые охлаждаются потоком воздуха, создаваемым при помощи вентилятора.

У мотоциклетных и авиационных двигателей воздушного охлаждения используется встречный поток воздуха.

Применение воздушного охлаждения упрощает конструкцию всей установки, так как отпадает необходимость в водяном насосе, трубопроводах, радиаторах. К недостаткам воздушного охлаждения относятся ухудшение пусковых качеств двигателя и опасность перегрева в условиях жаркого климата.

§ 34. ВОДЯНЫЕ НАСОСЫ

Водяные насосы системы охлаждения бывают центробежного, вихревого, шестеренчатого или поршневого типов. В центробежном водяном насосе (фиг. 84) вода входит в центральный патрубок, а затем приводится во вращение лопатками крыльчатки и отбрасывается центробежными силами к окружности. В окружающем крыльчатку диффузоре кинетическая энергия преобразуется в потенциальную, т. е. в давление. Водяной насос центробежного типа показан на фиг. 85. Крыльчатка 2 насажена на валик 20 и крепится гайкой 22. Валик 20 вращается на двух шарикоподшипниках 9. В корпусе 4 насоса расположено торцовое уплотнение, состоящее из резиновой манжеты 7, текстолитовой шайбы 6 и пружины 5. В корпус ввернут сливной кран 1. Подвод воды осуществляется через патрубок 3.

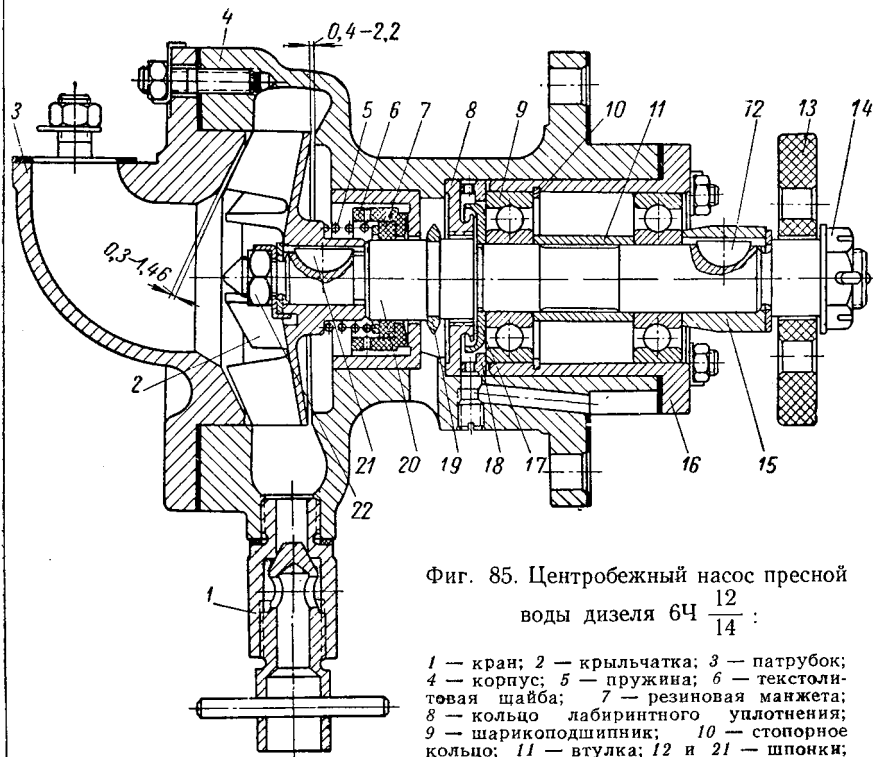


Фиг. 84. Принцип действия центробежного водяного насоса:

- 1 — улитка; 2 — валик крыльчатки;
3 — патрубок для выхода воды;
4 — крыльчатка; 5 — патрубок для
входа воды.

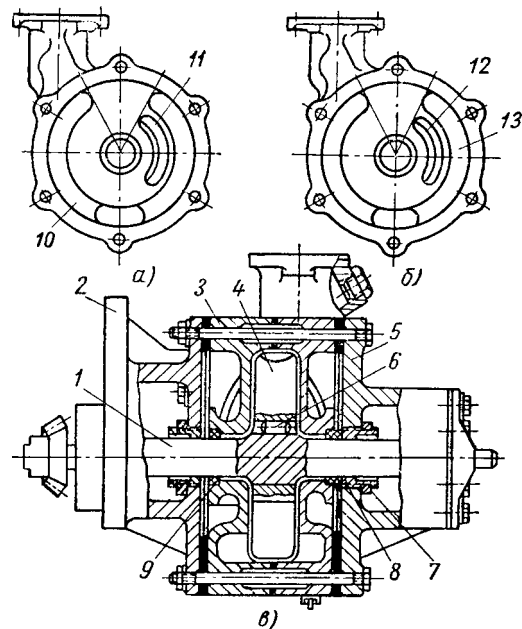
Водяные насосы забортной воды выполняются такими, чтобы не приходилось заливать их водой перед началом работы. Без залива водой могут работать насосы вихревого, шестеренчатого и поршневого типов.

Принцип действия вихревого насоса основан на создании вихревых движений жидкости в карманах ротора и каналах кожуха, а также сцепления частиц жидкости, увлекаемой лопатками ротора, с частицами жидкости в каналах кожуха. Под действием сил сцепления жидкость в каналах кожуха движется от входного к выходному отверстию. Одна из конструкций вихревого самовсасывающего насоса показана на фиг. 86. Крыльчатка 4 с радиальными лопатками вращается в корпусе 3. В обеих половинах корпуса по окружности расположены суживающиеся каналы 10 и 13. Входной патрубок сообщается с полостью насоса через окно 11, а выходной патрубок — через окно 12. При вращении крыльчатки лопатки захватывают воду из входного патрубка. Вода переносится лопатками вдоль суживающегося канала к выходному патрубку.



Фиг. 85. Центробежный насос пресной воды дизеля 6Ч $\frac{12}{14}$:

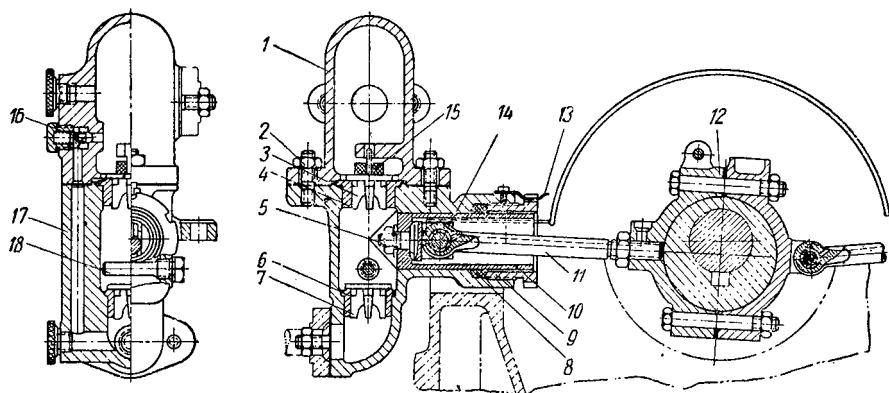
1 — кран; 2 — крыльчатка; 3 — патрубок; 4 — корпус; 5 — пружина; 6 — текстолитовая шайба; 7 — резиновая манжета; 8 — кольцо лабиринтного уплотнения; 9 — шарикоподшипник; 10 — стопорное кольцо; 11 — втулка; 12 и 21 — шпонки; 13 — текстолитовая шайба; 14 и 22 — гайки; 15 — муфта; 16 — корпус шарикоподшипника; 17 — маслоотражающее кольцо; 18 — шайба; 19 — отрагатель; 20 — валик.



Фиг. 86. Самовсасывающий насос заборной воды дизелей Д6 и Д12:

а — левая половина корпуса насоса; б — правая половина корпуса насоса; в — разрез насоса в сборе; 1 — валик; 2 — фланец; 3 — корпус; 4 — крыльчатка; 5 — крышка; 6 — штифт; 7 — контргайка; 8 — гайка; 9 — сальник; 10 и 13 — спиральные каналы; 11 — окно к входному патрубку; 12 — окно к выходному патрубку.

При этом в уширенной части канала, откуда засасывается вода, образуется разрежение и поэтому вместе с водой засасывается воздух из подводящего трубопровода. Уровень воды в трубопроводе поднимается все выше, и вода заполняет насос.



Фиг. 87. Поршневой водяной насос дизеля $2Д \frac{16,5}{20} 2$:

1 — воздушный колпак; 2 — гайка; 3 — нагнетательный клапан; 4 — седло нагнетательного клапана; 5 — ушко плунжера; 6 — седло всасывающего клапана; 7 — всасывающий клапан; 8 — сальник; 9 — гайка сальника; 10 — плунжер; 11 — шток; 12 — хомут эксцентрика; 13 — пружина; 14 — палец; 15 — амортизатор; 16 — перепускной клапан; 17 — корпус насоса; 18 — стержень.

Поршневой водяной насос (дизеля $2Д \frac{16,5}{20} 2$), показанный на фиг. 87, приводится в движение эксцентриком на коленчатом валу. Плунжер 10 насоса соединен с эксцентриком штоком 11. В корпусе 17 насоса расположены всасывающий 7 и нагнетательный 3 клапаны. Сверху к корпусу крепится воздушный колпак 1, который служит для выравнивания давления воды на выходе из насоса.

§ 35. ХОЛОДИЛЬНИКИ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

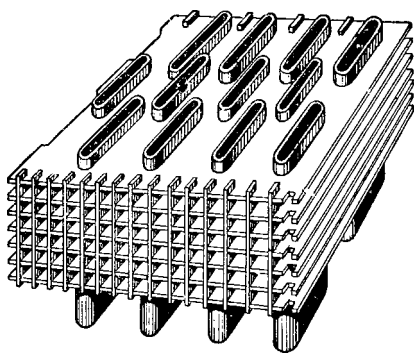
В судовых установках двигателей нагретая пресная вода, циркулирующая в замкнутой системе, охлаждается забортной водой в водо-водяном холодильнике. Водо-водяной холодильник чаще всего выполняется трубчатого типа. Латунные или мельхиоровые трубки завальцовывают в трубные доски и вставляют в кожух, состоящий из барабана и днищ. Для увеличения теплопередачи поток воды, омывающий трубки снаружи, заставляют несколько раз изменять направление, огибая перегородки.

В установках двигателей транспортного типа нагретая вода охлаждается потоком воздуха в радиаторе. Радиаторы делятся на трубчатые, пластинчатые и сотовые. Наибольшее распространение получили трубчатые радиаторы (фиг. 88). Они состоят из верхнего

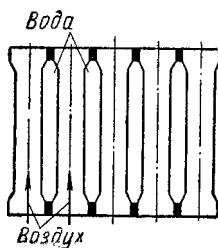
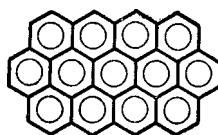
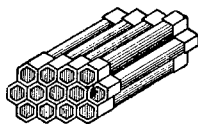
и нижнего коллекторов, соединенных тонкими латунными трубками. Толщина стенок трубок 0,1—0,2 мм. Для увеличения омываемой воздухом поверхности охлаждения на трубки плотно надевают или припаивают к ним тонкие пластины. Коллекторы с трубками вставляют в специальную раму.

Пластинчатый радиатор состоит из латунных выгнутых пластин, спаянных между собой и образующих пространство, по которому течет охлаждаемая вода. Между трубками проходит охлаждающий воздух.

Сотовые радиаторы относятся к типу радиаторов с воздушными трубками, т. е.



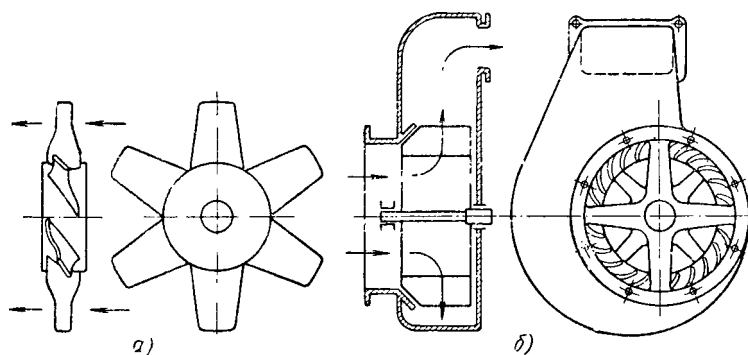
Фиг. 88. Трубчатый радиатор.



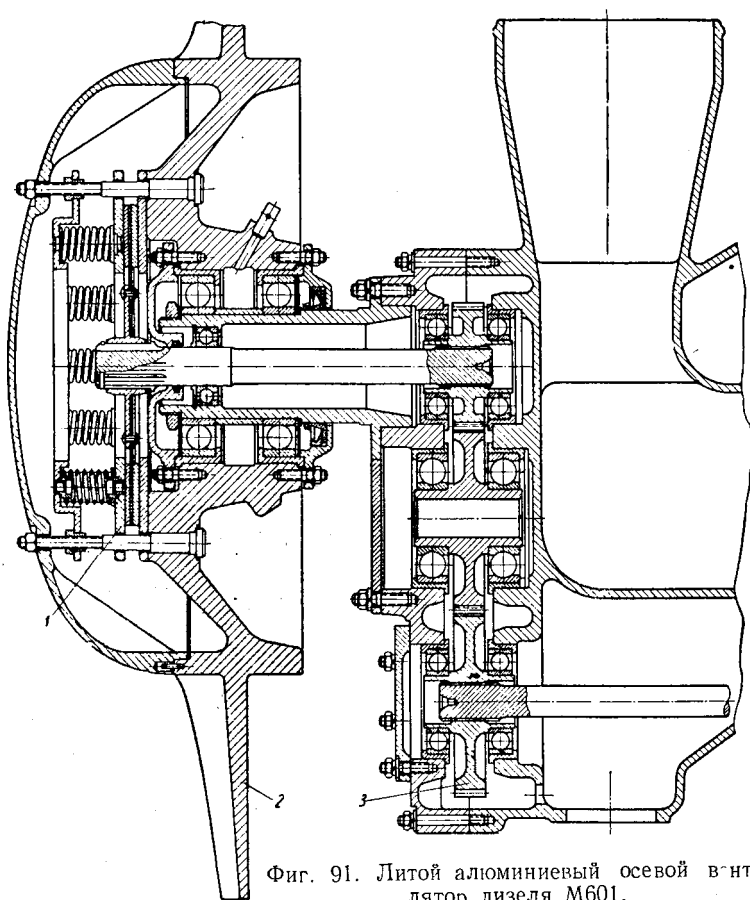
Фиг. 89. Сотовый радиатор.

в таких радиаторах внутри трубок проходит не вода, а воздух (фиг. 89). Радиаторы выполняют из шестигранных трубок, которые имеют сужение в средней части. Вода протекает в пространстве между трубками. Недостатком сотовых радиаторов является их высокая стоимость и сложность изготовления.

Поток воздуха через радиатор прогоняется при помощи вентилятора. Существует два типа вентиляторов — осевые и центробежные (фиг. 90). В осевом вентиляторе воздушный поток на входе и выходе проходит вдоль оси. У центробежных вентиляторов воздух отбрасывается от центра лопатками к окружности. У большинства двигателей (автомобильных, тракторных и тепловозных) применяются осевые вентиляторы. Чаще всего осевые вентиляторы изготавливают со штампованными стальными или алюминиевыми лопастями, которые крепятся к ступице. У двигателей средней или большой мощности применяют литые алюминиевые осевые вентиляторы 2 (фиг. 91). Чтобы не перегружать привод 3 вентиляторов, их соединяют с двигателем фрикционной муфтой 1.



Фиг. 90. Схема осевого и центробежного вентиляторов:
а — осевой; б — центробежный.



Фиг. 91. Литой алюминиевый осевой вентилятор дизеля М601.

ГЛАВА VIII

ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛИ И ГЛУШИТЕЛИ. АГРЕГАТЫ НАДДУВА

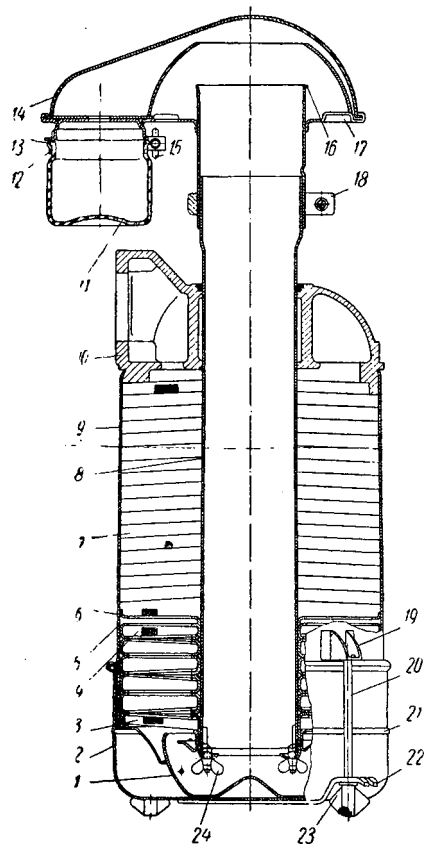
§ 36. ВПУСКНЫЕ КОЛЛЕКТОРЫ ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛИ

Воздух, необходимый для сгорания, подается в цилиндры через впускной коллектор или продувочный ресивер. Для наилучшего наполнения воздухом или горючей смесью рабочего цилиндра необходимо, чтобы впускной трубопровод имел достаточно большое проходное сечение. Разрежение во впускном коллекторе не должно превышать 200—300 мм вод. ст. Впускные коллекторы изготовляют штамповкой из листовой стали, либо отливают из чугуна или алюминиевого сплава.

Чтобы избежать загрязнения масла и повышенного износа трущихся деталей, поступающий в цилиндры воздух подвергают тщательной очистке. В зависимости от условий работы двигателя применяют различные типы воздухоочистителей. Существуют воздухоочистители инерционные, фильтрующие и комбинированные. Принцип действия инерционного воздухоочистителя основан на том, что при изменении направления потока воздуха твердые частицы пыли продолжают двигаться по инерции в прежнем направлении и отделяются от потока воздуха. В фильтрующих воздухоочистителях воздух проходит через фильтрующий пакет, представляющий собой мелкую сетку, спутанную проволоку (канитель), войлок и пр. В комбинированных воздухоочистителях сочетаются принципы работы инерционных и фильтрующих воздухоочистителей.

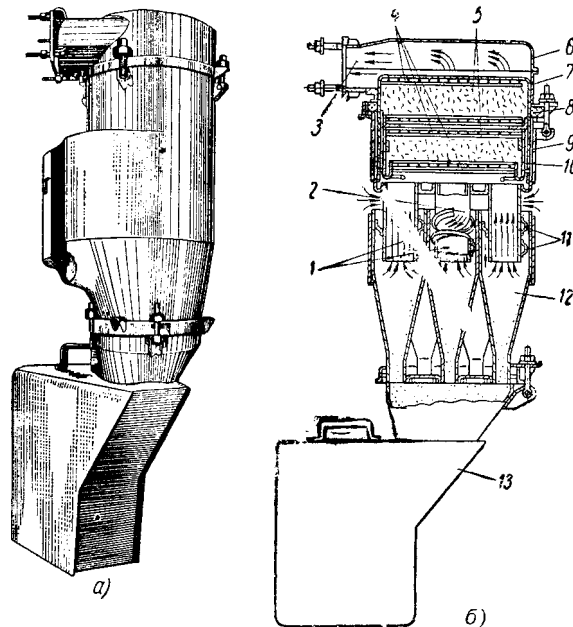
Комбинированный воздухоочиститель дизеля КДМ-46 показан на фиг. 92. В верхней части воздухоочистителя расположено устройство для предварительной инерционной очистки. К верхней части трубы хомутом 12 прикреплен колпак 14 с отражателем 16 и прозрачным стеклянным пылеотстойником 11. Воздух всасывается через отверстия 17 в отражателе и при помощи отогнутых лопастей направляется по окружности, приобретая вихревое движение. Поднимаясь вместе с воздухом по стенкам отражателя, частицы пыли под действием центробежной силы выбрасываются из отражателя внутрь колпака и ссыпаются в стакан. Труба 8 воздухоочистителя внизу открывается в чашку 1, заполненную маслом. Над чашкой вокруг трубы расположен сетчатый фильтрующий патрон, состоящий из отдельных секций. Оставшиеся в воздухе после предварительной очистки и смоченные маслом частицы пыли задерживаются в сетчатом патроне. Чистый воздух выходит через патрубок в головке корпуса 10.

Комбинированный воздухоочиститель дизелей Д6, Д12 и В2-300 показан на фиг. 93. Поток воздуха разбивается на части. Каждая часть потока проходит отдельный вихревой воздухоочиститель-циклон, который состоит из наружной трубки с пылеулавливающим конусом 12, вставленной в нее внутренней трубки 1 и винтовых



Фиг. 92. Воздухоочиститель дизеля КДМ-46:

1 — чашка; 2 — поддон;
3 — нижняя секция; 4 — верхняя секция; 5 — проволочное кольцо; 6 — обойма;
7 — оцинкованные сетки; 8 — труба; 9 — цилиндр корпуса; 10 — головка корпуса; 11 — прозрачный пылеотстойник; 12 — хомут; 13 — резиновое уплотнительное кольцо; 14 — колпак; 15 — винт; 16 — отражатель; 17 — входное отверстие; 18 — хомут; 19 — ушко; 20 — стяжной болт; 21 — пояс; 22 — планка; 23 — барашки; 24 — барашки.



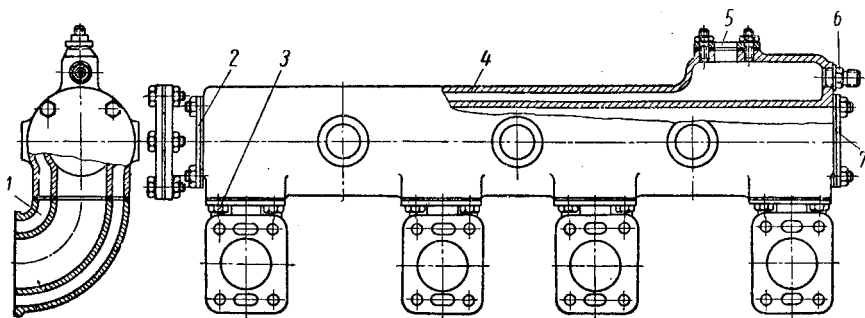
Фиг. 93. Воздухоочиститель дизелей Д6, Д12 и В2-300:

а — общий вид; б — схема; 1 — внутренние трубки; 2 — входные щели; 3 — патрубок выхода воздуха; 4 — сетки; 5 — канитель; 6 — головка; 7 — корпус; 8 — уплотнительное кольцо; 9 — патрон фильтра; 10 — кассеты; 11 — винтовые направляющие лопасти; 12 — пылеулавливающий конус; 13 — бункер.

направляющих лопастей 11, расположенных между ними. Всасываемый воздух проходит через кольцевую щель между трубками циклона, приобретает вращательное движение, проходя направляющие лопасти, и затем поднимается вверх по внутренней трубке. При резком изменении направления движения потока воздуха частицы пыли под действием сил инерции отделяются от него и ссыпаются вниз в бункер 13 по пылеулавливающему конусу 12. Предварительно очищенный воздух проходит через кассеты фильтрующего патрона. Фильтрующий патрон состоит из сеток 4, между которыми уложена канитель 5 (набивка из тонкой проволоки), слегка смоченная маслом. Окончательно очищенный воздух выходит из патрубка 3. У современных, наиболее совершенных воздухоочистителей степень очистки превышает 99⁰/о.

§ 37. ВЫПУСКНЫЕ КОЛЛЕКТОРЫ И ГЛУШИТЕЛИ

Существуют два типа выпускных коллекторов — охлаждаемые и неохлаждаемые. Охлаждаемые выпускные коллекторы применяют в судовых или стационарных установках, где имеется в достаточном



Фиг. 94. Литой охлаждаемый выпускной коллектор дизеля 4Ч $\frac{10,5}{13}$:

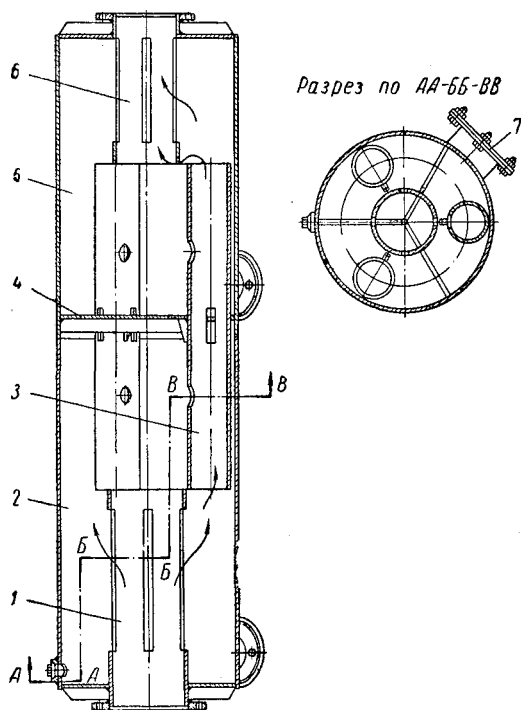
1 — патрубок; 2 — фланец; 3 — болт; 4 — выпускной коллектор; 5 — фланец; 6 — штуцер;
7 — заглушка.

количестве охлаждающая вода. Неохлаждаемые выпускные коллекторы, устанавливаемые на тракторных, автомобильных и других двигателях, выполняют сварными из листовой стали или литыми из чугуна. Охлаждаемые коллекторы изготовляют литыми из чугуна (фиг. 94) или алюминия и иногда сварными из медных или стальных труб.

К выпускному коллектору присоединяют глушитель, который предназначен для уменьшения шума выпуска. Объем и форма глушителя зависят от числа и размеров рабочих цилиндров, числа оборотов и назначения двигателя. Наибольшие размеры глушители имеют у стационарных двигателей. Шум выпуска возникает вследствие мгновенного расширения и большой скорости газов, выходя-

щих из выпускной трубы. Принцип действия глушителя основан на том, что перед выходом в атмосферу скорость и направление потока газов несколько раз изменяются. Вследствие этого давление и скорость газов по выходе из глушителя значительно меньше, чем при выходе из цилиндра, и благодаря этому понижается уровень силы шума. Глушитель, применяемый на стационарном четырехтактном шестицилиндровом дизеле 6Ч³⁶/₄₅, показан на фиг. 95. Глушители двухтактных двигателей не должны создавать заметных дополнительных сопротивлений, так как у двухтактных двигателей это связано с ухудшением продувки цилиндра и потерей мощности.

У некоторых типов двигателей, в особенности у двухтактных с кривошипно-камерной продувкой, большое значение имеет правильный выбор длины выпускного трубопровода. Выпускная труба представляет собой резонатор. При удачном подборе ее длины колебания давления в выпускной трубе способствуют лучшей очистке цилиндра от остаточных газов. Так например, у дизеля 2Д $\frac{16,5}{20}$ (с кривошипно-камерной продувкой) длина выпускной трубы должна быть равна 1,0—2,0 м или 5,5—6,5 м. Экспериментальным путем установлено, что при такой длине выпускной трубы дизель развивает наибольшую мощность. При этом труба может быть прямой или изогнутой с плавными закруглениями.



Фиг. 95. Глушитель дизеля 6Ч $\frac{36}{45}$:

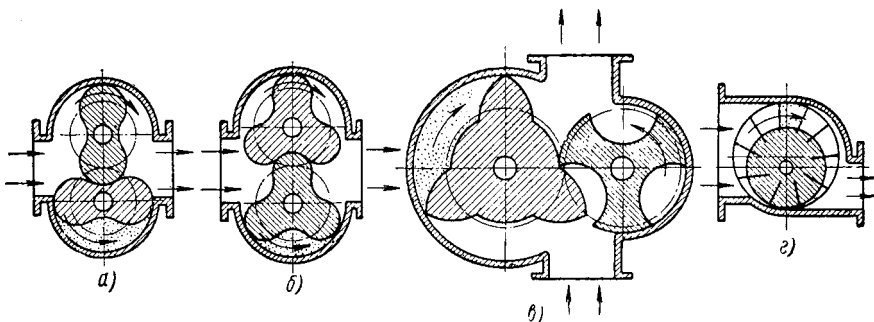
1 — входная труба; 2 — нижняя часть корпуса. 3 — внутренняя труба; 4 — перегородка; 5 — верхняя часть корпуса; 6 — выпускная труба; 7 — крышка;

§ 38. ПРОДУВОЧНЫЕ НАСОСЫ И КОМПРЕССОРЫ ДЛЯ НАДДУВА

Для продувки двухтактных двигателей и для наддува четырехтактных воздух или горючую смесь предварительно сжимают при помощи компрессоров. Наддувом называется повышение мощности

двигателя путем подачи в цилиндр воздуха или горючей смеси с давлением выше атмосферного. У некоторых современных дизелей давление наддува достигает $2,5\text{—}3,5 \text{ кг/см}^2$. При этом их мощность возрастает в $1,5\text{—}2,5$ раза по сравнению с мощностью дизелей без наддува. Наддув является одним из наиболее эффективных методов повышения мощности (форсировки) двигателя при сохранении его основных размеров.

Компрессоры, применяемые в качестве продувочных насосов и для наддува двигателей, подразделяются на объемные и лопаточ-



Фиг. 96. Схемы коловратных компрессоров объемного типа:

а — двухлопастной; б — трехлопастной; в — трехлопастной с внутренним сжатием; з — с плоскими лопатками.

ные. У объемных компрессоров воздух или горючая смесь заполняют рабочее пространство, имеющее определенный объем, а затем выталкиваются в нагнетательную полость. Подача воздуха у объемных компрессоров происходит в виде пульсирующего процесса. У лопаточных компрессоров подача воздуха происходит непрерывно. Давление повышается в компрессоре постепенно на пути воздуха от всасывающей полости до нагнетательной.

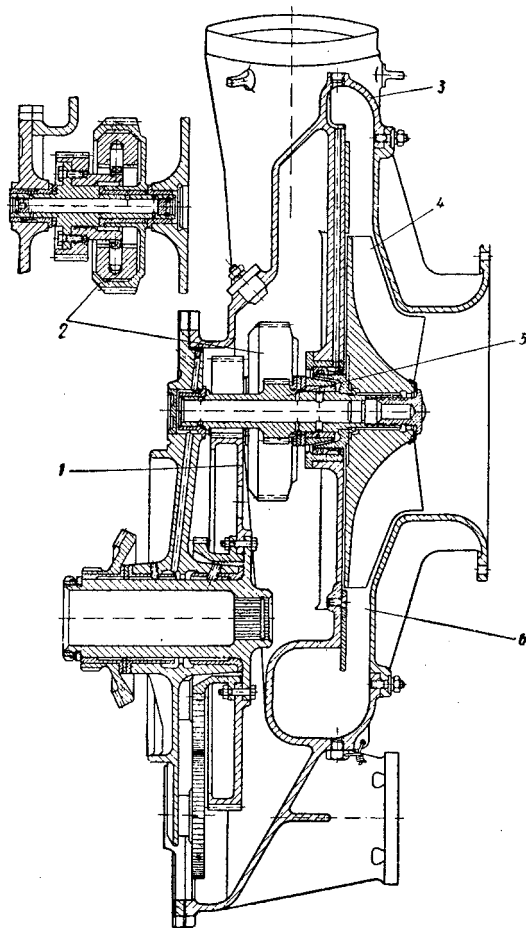
Объемные компрессоры бывают поршневые и коловратные. Поршневые компрессоры имеют сравнительно высокий к. п. д. и могут обеспечить наиболее высокое давление наддува. Недостатки поршневых компрессоров — большие габаритные размеры и наличие неуравновешенных сил инерции.

Наиболее распространенные коловратные компрессоры (фиг. 96, а и б) имеют существенный недостаток, заключающийся в отсутствии в самом компрессоре предварительного сжатия нагнетаемого воздуха. При вращении роторов из полости всасывания захватывается воздух, заключенный в пространстве между двумя лопастями и корпусом. Давление воздуха в пространстве между этими двумя лопастями равно атмосферному. В первый момент, когда пространство между лопастями начнет сообщаться с нагнетательной полостью, воздух движется в обратном направлении — из нагнетательной полости в пространство между лопастями. Только тогда, когда давле-

ние в пространстве между лопастями повысится до давления в нагнетательной полости, начнется подача воздуха из компрессора в двигатель. Высокая частота изменения направления воздушного потока вызывает снижение к. п. д. компрессора, повышает температуру нагнетаемого воздуха и увеличивает шумность работы. Поэтому компрессоры такого типа применяют при небольших давлениях нагнетания, чаще всего в качестве продувочных насосов двухтактных дизелей, как например, Д100, 8ДР $\frac{43}{61}$, ЯАЗ-204 и 206,

Д $\frac{19}{30}$. Компрессоры колесного типа с предварительным сжатием (фиг. 96, в и г) имеют более высокий к. п. д., но сложнее в изготовлении.

Лопаточные компрессоры выполняют в виде центробежных или осевых. Центробежный компрессор состоит из крыльчатки (ротора) и кожуха с диффузором и улиткой. Крыльчатка, представляющая собой диск с радиальными лопатками, приводится во вращение с числом оборотов 10 000—30 000 в минуту, а у компрессоров небольшой мощности — 40 000—45 000 в минуту. Захваченный лопатками воздух центробежной силой отбрасывается к окружности

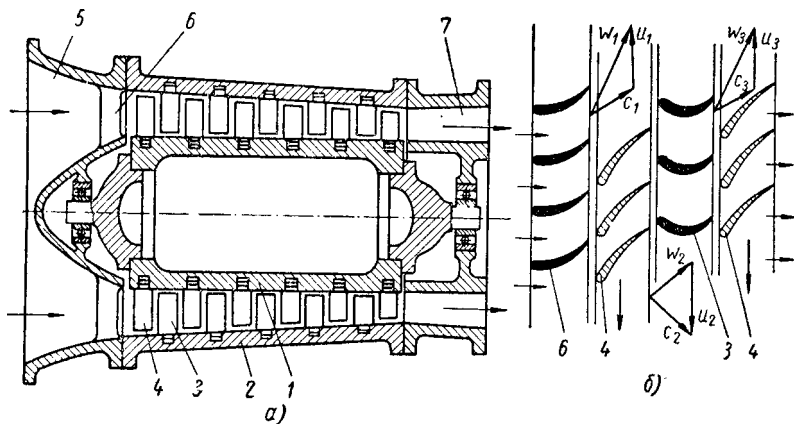


Фиг. 97. Центробежный компрессор дизеля М601:

1 — ведущая шестерня; 2 — промежуточная шестерня; 3 — корпус компрессора; 4 — крыльчатка; 5 — ведомая шестерня; 6 — диффузор.

крыльчатки и проходит по окружающему ее диффузору в спиральную улитку. При движении вдоль лопаток крыльчатки воздух приобретает большую скорость. В диффузоре скорость уменьшается, но зато возрастает давление. Происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную. Направление движения воздуха в центробежном компрессоре изменяется с осевого при входе на крыльчатку

на радиальное при выходе из нее. Чтобы вход воздуха происходил без удара о вращающиеся лопатки, ему предварительно придают вращательное движение. Для этого перед крыльчаткой на ее валу устанавливают вращающийся направляющий аппарат в виде спиральных осевых лопаток. В диффузоре также устанавливают лопатки, направляющие поток воздуха. Существуют и безлопаточные щелевые диффузоры, которые не могут обеспечить такой высокий к. п. д., как лопаточные, но лучше приспособлены для работы на разных ре-



Фиг. 98. Схема осевого компрессора:

а — основные детали компрессора; б — лопатки спрямляющего аппарата и ротора; 1 — барабан ротора; 2 — корпус; 3 — лопатки спрямляющего аппарата; 4 — лопатки ротора; 5 — вход воздуха; 6 — лопатки направляющего аппарата на входе; 7 — выход воздуха.

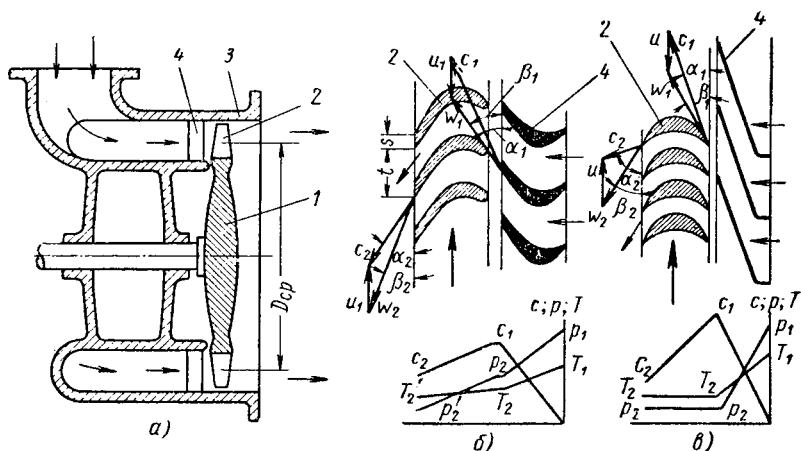
жимах и способствуют снижению шумности. Центробежный компрессор дизеля М601 показан на фиг. 97.

Другой тип лопаточных компрессоров — осевые. У осевых компрессоров (фиг. 98) лопатки расположены по окружности диска или барабана. Перед вращающимися рабочими лопатками находятся неподвижные лопатки направляющего аппарата. Воздух захватывается рабочими лопатками, перемещается в осевом направлении и выходит с противоположной стороны рабочего колеса. Здесь воздух попадает на лопатки спрямляющего аппарата, где так же, как и на лопатках рабочего колеса, происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную — скорости в давление. Осевые компрессоры обычно бывают многоступенчатыми: за рабочим колесом и спрямляющим аппаратом первой ступени расположены рабочее колесо и спрямляющий аппарат второй ступени, затем третьей и т. д. В каждой ступени давление воздуха повышается на $0,2\text{--}0,3 \text{ кг/см}^2$. Для повышения давления воздуха до $2\text{--}3 \text{ кг/см}^2$ нужно иметь 12 и более ступеней. К недостаткам осевых компрессоров относится резкое понижение к. п. д. при отклонении режима работы от расчетного. Поэтому осевые компрессоры редко применяют для наддува поршневых двигателей.

Наиболее широкое распространение многоступенчатые осевые компрессоры получили на турбовинтовых и турбореактивных авиационных двигателях, где требуются высокие степени повышения давления и высокие к. п. д. при работе на расчетных режимах.

§ 39. ТУРБОКОМПРЕССОРЫ И ТУРБОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

При повышении мощности двигателя путем наддува возрастают потери тепла, уносимого отработавшими газами. Эту энергию можно полезно использовать различными способами, например, при помощи установленного за двигателем утилизационного котла. Пар из этого



Фиг. 99. Схема газовой турбины:

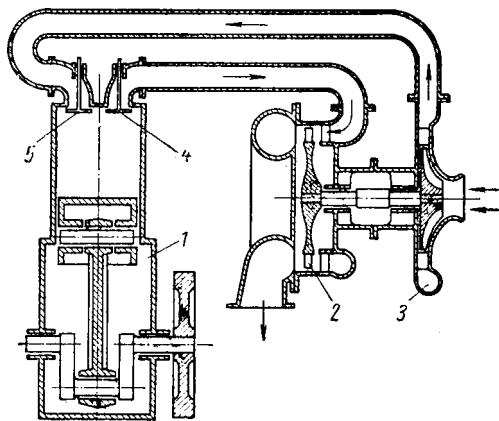
a — основные детали газовой турбины; *б* — лопатки соплового аппарата и рабочего колеса реактивной турбины; *в* — лопатки соплового аппарата и рабочего колеса активной турбины.

котла может быть использован для производственных нужд и для отопления. Применение утилизационных котлов для небольших силовых установок нецелесообразно, так как усложняет их обслуживание. Один из наиболее выгодных и наиболее распространенных способов использования энергии отработавших газов заключается в применении турбокомпрессоров. Турбокомпрессором называется агрегат, в котором отработавшие газы приводят в движение газовую турбину. Турбина вращает лопаточный компрессор, нагнетающий сжатый воздух (смесь) в цилиндры двигателя.

Одноступенчатая газовая турбина состоит в основном из соплового аппарата, рабочего колеса 1 и корпуса 3 (фиг. 99, *a*). В сопловом аппарате, состоящем из неподвижных лопаток 4, происходит уменьшение давления газов и увеличение их скорости, т. е. преобразование потенциальной энергии в кинетическую. Газы, выходящие с большой скоростью из соплового аппарата, поступают на

лопатки 2, закрепленные на окружности рабочего колеса. В каналах, образуемых лопатками рабочего колеса, направление движения газа резко меняется. Возникающая при этом реакция струи газа создает усилия, приводящие рабочее колесо во вращение. Принцип действия, а также характер изменения давления и скорости в сопловом аппарате и на рабочем колесе турбины показаны на фиг. 99, б и в.

Схема двигателя с турбокомпрессором показана на фиг. 100. Воздух поступает на лопатки крыльчатки центробежного компрессора.



Фиг. 100. Схема двигателя с турбокомпрессором:

1 — двигатель; 2 — газовая турбина; 3 — центробежный компрессор; 4 — выпускной клапан; 5 — впускной клапан.

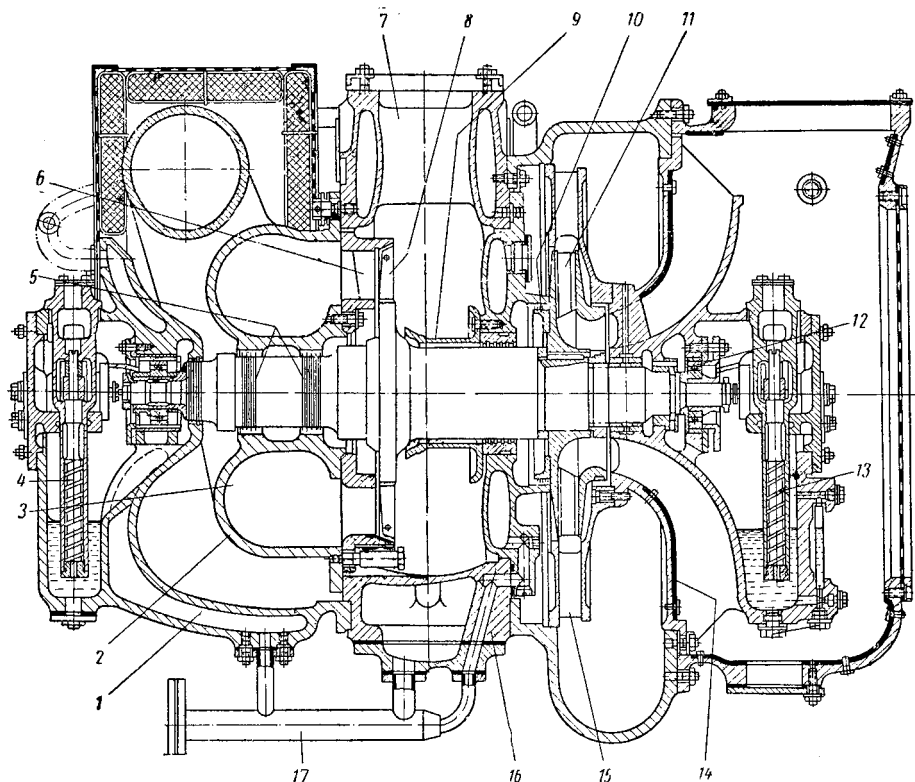
сора 3 и из улитки диффузора нагнетается в цилиндр. На одном валу с крыльчаткой компрессора сидит рабочее колесо газовой турбины 2. Отработавшие газы из цилиндра двигателя 1 по трубопроводу поступают в сопловый аппарат газовой турбины, а из него на рабочее колесо. Из турбины газы выходят в атмосферу.

Турбокомпрессор быстрого хода дизеля 9Д показан на фиг. 101.

Преимущество двигателей с турбокомпрессорами заключается в их высокой экономичности, так как мощность, расходуемая на привод компрессора, развивается газовой турбиной благодаря использованию энергии отработавших газов. Между двигателем и турбокомпрессором существует лишь газовая связь, т. е. нет связывающей механической передачи. Это упрощает конструкцию установки и дает возможность расположить турбокомпрессор в наиболее удобном месте.

При давлении наддува выше $2,5-3 \text{ кг/см}^2$ располагаемая энергия отработавших газов двигателя позволяет получить мощность турбины значительно большую, чем требуется для привода компрессора. Чтобы использовать этот излишек мощности и обеспечить незави-

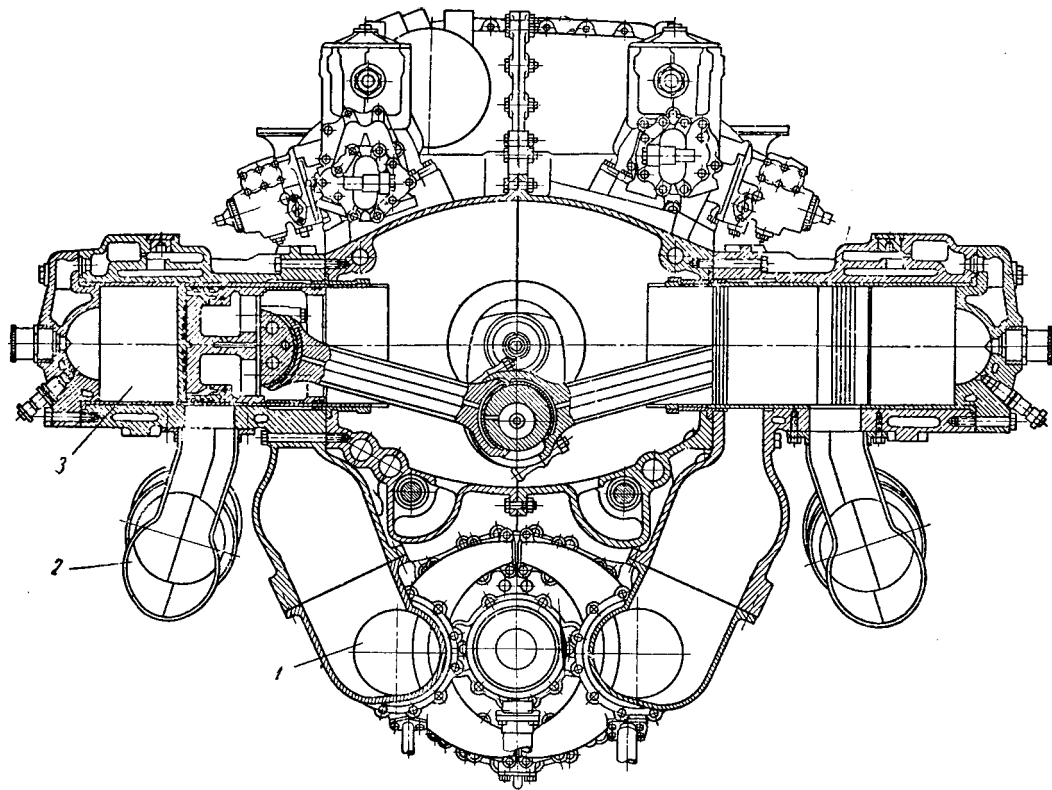
симость действия турбины и компрессора, их соединяют механической связью с коленчатым валом двигателя. Такой агрегат, состоящий из поршневого двигателя, газовой турбины и компрессора, называют турбопоршневым двигателем. Примером турбопоршневого двига-



Фиг. 101. Турбокомпрессор быстроходного дизеля 9Д:

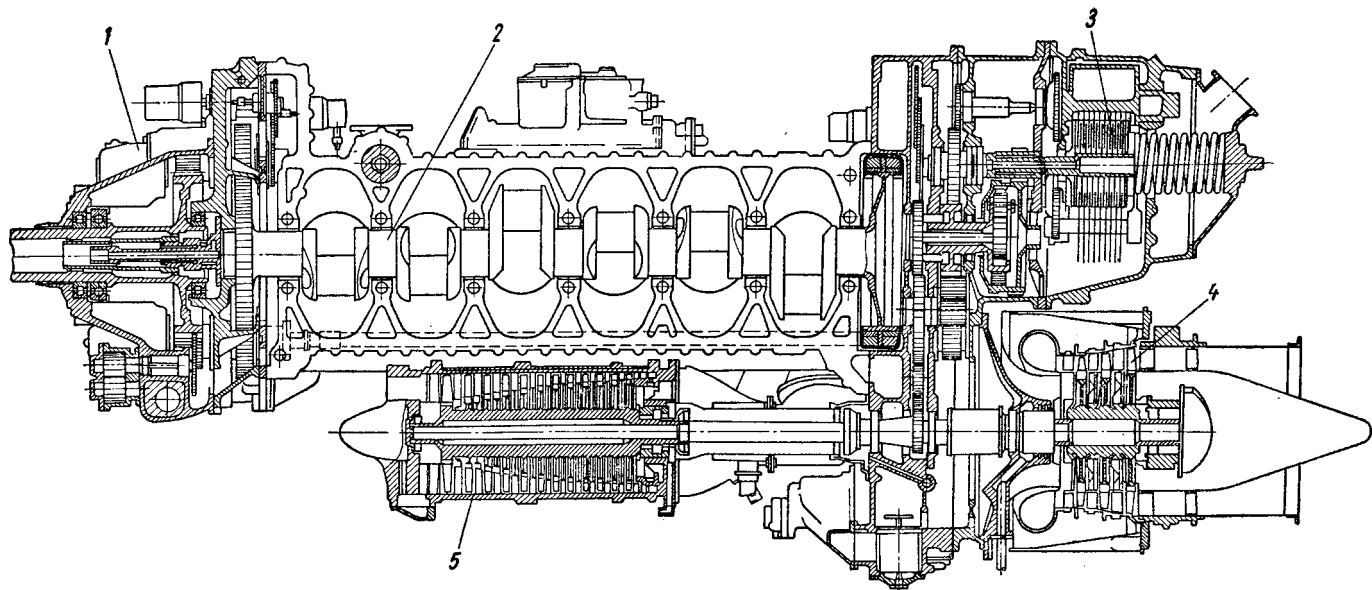
1 — водяная полость; 2 — газоприемная улитка; 3 — канал подвода газов; 4 — насос; 5 — никелевые кольца лабиринтного уплотнения; 6 — сопловой аппарат; 7 — канал стока газов; 8 — турбинный диск с лопатками; 9 — защитный кожух; 10 — уравнивающий поршень с лабиринтным уплотнением; 11 — рабочее колесо компрессора; 12 — шарикоподшипник; 13 — насос; 14 — войлок; 15 — диффузор с направляющими лопатками; 16 — корпус турбокомпрессора; 17 — патрубок для подвода воды.

теля может служить авиационный двигатель «Номад» мощностью 3135 л. с. английской фирмы Непир (фиг. 102 и 103). Поршневым двигателем здесь служит двухтактный двенадцатицилиндровый дизель с контурной продувкой и горизонтальным расположением цилиндров. Осевой компрессор 5 и газовая турбина 4 связаны с дизелем при помощи шестеренчатой передачи, включающей устройство 3 для бесступенчатого изменения передаточного отношения. Изменять передаточное отношение необходимо для обеспечения разных режимов работы, определяемых высотой полета, скоростью и пр. Коленчатый вал 2



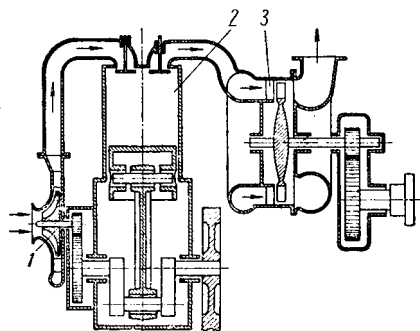
Фиг. 102. Турбопоршневой авиационный двигатель «Номад» мощностью 3135 л. с.
фирмы Непир (поперечный разрез):

1 — продувочный ресивер; 2 — выпускной коллектор; 3 — рабочий цилиндр дизеля.



Фиг. 103. Турбопоршневой авиационный двигатель «Номад» фирмы Непир (продольный разрез).

двигателя через планетарный редуктор 1 вращает винт самолета. Поршневой двигатель может вырабатывать газ высокого давления, т. е. быть генератором газа, который приводит в движение газовую



Фиг. 104. Схема дизель-турбины:

1 — компрессор; 2 — дизель; 3 — газовая турбина.

турбину, выполняющую роль самостоятельного двигателя. В этом случае дизель 2 (фиг. 104) вращает компрессор 1, который подает воздух для наддува. Отработавшие газы дизеля, имеющие высокое давление, поступают в газовую турбину 3. Турбина через редуктор приводит в движение машину-орудие. В этой схеме между дизель-компрессором и газовой турбиной существует только газовая связь. Такая схема может быть применена при очень высоких давлениях наддува.

ГЛАВА IX

ПУСКОВЫЕ УСТРОЙСТВА И ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ

§ 40. СПОСОБЫ ПУСКА

При пуске необходимо вращать коленчатый вал с таким числом оборотов, при котором в конце сжатия температура и давление воздуха или смеси в цилиндре повышаются до величины, необходимой для воспламенения топлива. У карбюраторных двигателей автомобильного типа это «пусковое» число оборотов составляет приблизительно 50 в минуту, у большинства дизелей 100—200 в минуту, в зависимости от быстроходности. Ориентировочно можно считать, что «пусковое» число оборотов соответствует скорости поршня 0,7 м/сек. Если вращать коленчатый вал двигателя с малым числом оборотов, температура и давление в конце сжатия будут слишком низкими из-за большого отвода тепла в охлаждающую среду и пропусков газов поршневыми кольцами. У дизелей при вращении вала с малым числом оборотов не происходит хорошего распыливания топлива, что еще более затрудняет воспламенение.

Для вращения коленчатого вала при пуске применяют различные устройства. Вал двигателей малой мощности можно при пуске вращать вручную при помощи заводной рукоятки.

Кроме вращения вала вручную, применяют устройства для вращения коленчатого вала при помощи электродвигателя (электростар-

тера), инерционного стартера, специального пускового двигателя и сжатого воздуха.

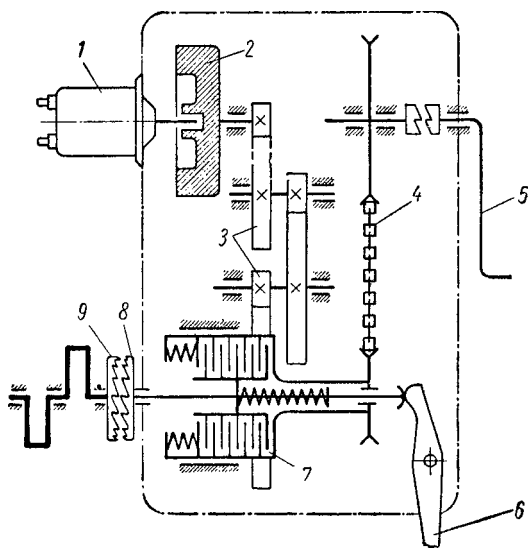
У некоторых тракторных дизелей пуск производится путем перевода их работы на бензин с электрическим зажиганием.

§ 41. ПУСК ВРУЧНУЮ ЗАВОДНОЙ РУКОЯТКОЙ И ПРИ ПОМОЩИ ИНЕРЦИОННОГО СТАРТЕРА

Пуск двигателей вручную заводной рукояткой требует затраты больших усилий для преодоления сил трения и усилий, возникающих при сжатии воздуха (смеси) в цилиндре. Поэтому пуск вручную применяют лишь для карбюраторных бензиновых двигателей мощностью до 100 л. с. и для дизелей мощностью до 30—40 л. с. Для облегчения пуска вручную у дизелей применяют декомпрессионные устройства.

Принцип действия декомпрессионного устройства дизелей 4Ч $\frac{8.5}{11}$ и 4Ч $\frac{10.5}{13}$

показан на фиг. 42. На штанги выпускных клапанов надеты втулки, а на них закреплены тарелки декомпрессионного устройства. Навалике декомпрессионного устройства в местах, где расположены тарелки штанг, имеются лыски. В рабочем положении лыски находятся под тарелками и выпускные клапаны могут садиться на седла. При повороте валика перед пуском дизеля тарелки приподнимаются и препятствуют посадке на седла выпускных клапанов. Вследствие этого в цилиндрах дизеля при вращении коленчатого вала не происходит сжатия и прокручивание вала облегчается. После достижения максимально возможного числа оборотов декомпрессионное устройство выключают и инерция маховика способствует преодолению усилий, возникающих при сжатии воздуха в цилиндре. Двигатели большей мощности, чем указано выше, можно пускать вручную лишь при помощи инерционного стартера, схема которого представлена на фиг. 105. При помощи рукоятки 5, цепной передачи 4 и ускорительной передачи 3 приводят во вращение маховик 2 с большим числом оборотов (до 6000—14 000 в минуту). Затем механизмом включения 6



Фиг. 105. Схема инерционного стартера.

При повороте валика перед пуском дизеля тарелки приподнимаются и препятствуют посадке на седла выпускных клапанов. Вследствие этого в цилиндрах дизеля при вращении коленчатого вала не происходит сжатия и прокручивание вала облегчается. После достижения максимально возможного числа оборотов декомпрессионное устройство выключают и инерция маховика способствует преодолению усилий, возникающих при сжатии воздуха в цилиндре. Двигатели большей мощности, чем указано выше, можно пускать вручную лишь при помощи инерционного стартера, схема которого представлена на фиг. 105. При помощи рукоятки 5, цепной передачи 4 и ускорительной передачи 3 приводят во вращение маховик 2 с большим числом оборотов (до 6000—14 000 в минуту). Затем механизмом включения 6

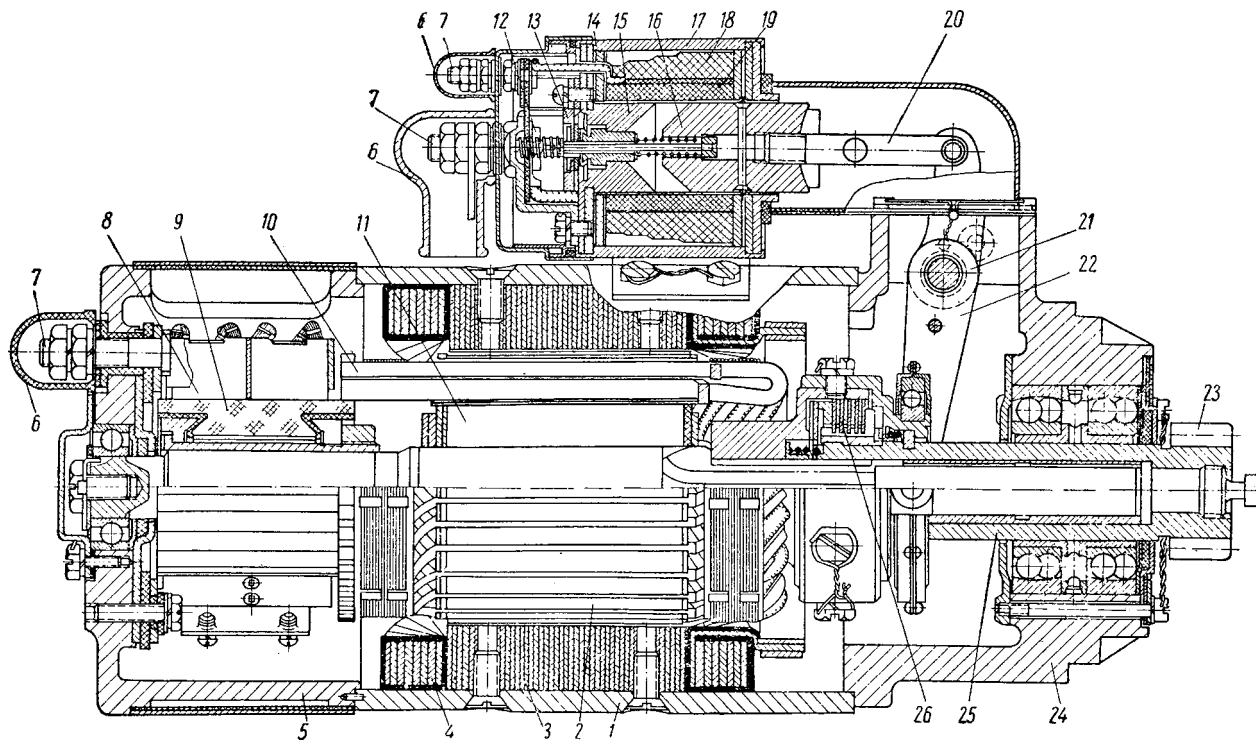
вводят в зацепление храповик 8 стартера с храповиком 9 коленчатого вала. Вращающийся с большим числом оборотов маховик через замедлительную передачу приводит во вращение коленчатый вал. Чтобы не перегружать большими усилиями шестерни передачи, между маховиком 2 и храповиком 8 стартера устанавливают фрикционную муфту 7. В первый момент при включении храповика происходит проскальзывание ведущих и ведомых дисков муфты и коленчатый вал постепенно раскручивается.

Обычно, для передачи движения от рукоятки к маховику и от маховика к коленчатому валу используется одна и та же передача. Маховик можно раскручивать не только вручную, но и от электродвигателя 1.

Недостаток инерционного стартера заключается в кратковременности его действия, вследствие чего при неблагоприятных условиях (низкая температура окружающей среды) пуск приходится повторять несколько раз.

§ 42. ПУСК ЭЛЕКТРОСТАРТЕРОМ

Электростартеры представляют собой электродвигатели постоянного тока. На конце вала электростартера расположена шестерня, которая при пуске входит в зацепление с венцом маховика. Передаточное отношение может быть в пределах от 1 : 10 до 1 : 20 и подбирается таким образом, чтобы коленчатый вал вращался с числом оборотов, при котором надежно обеспечивается воспламенение топлива. В большинстве случаев применяются электростартеры с принудительным включением приводной шестерни. Включение шестерни может происходить механически, либо при помощи электромагнитного реле. Электростартер с механическим включением шестерни применяется на автомобилях «Москвич». На более мощных электростартерах (фиг. 106) шестерня вводится в зацепление с венцом маховика при помощи реле. У электростартера СТ-712 якорь 2 соединен с шестерней 23 посредством фрикционной многодисковой муфты 26 свободного хода. После нажатия кнопки стартера включается пусковое реле, якорь 2 стартера начинает вращаться и через разомкнутую фрикционную муфту медленно вращает шестерню стартера. Одновременно при помощи рычажной передачи шестерня стартера перемещается вдоль вала якоря и вводится начальной частью зубьев в зацепление с венцом маховика. Затем якорь, вращаясь, проворачивает втулку фрикционной муфты по ленточной винтовой резьбе и передвигает ее в осевом направлении, вследствие чего фрикционные диски муфты сжимаются. После этого фрикционная муфта вместе с шестерней продолжает перемещаться и зубья шестерни входят в полное зацепление с зубьями венца маховика. При этом замыкаются контакты реле привода 14 и электростартер включается на полное напряжение. После того как двигатель начнет работать, втулка навинчивается на хвостовик шестерни и освобождает зажатые фрикционные диски.



Фиг. 106. Электростартер СТ-712:

1 — корпус; 2 — якорь стартера; 3 — полюс; 4 — катушка возбуждения; 5 — крышка стороны коллектора; 6 — резиновый колпачок; 7 — выводной болт; 8 — щетка; 9 — коллектор; 10 — обмотка якоря; 11 — пакет железа; 12 — неподвижный контакт; 13 — подвижный контакт; 14 — реле привода; 15 — сердечник; 16 — якорь реле; 17 — ярмо; 18 — серийная катушка; 19 — шунтовая катушка; 20 — тяга; 21 — возвратная пружина; 22 — рычаг; 23 — шестерня; 24 — крышка стороны привода; 25 — хвостовик с шестерней; 26 — фрикционная муфта.

Характеристика электростартеров разных типов приведена в табл. 14.

Таблица 14

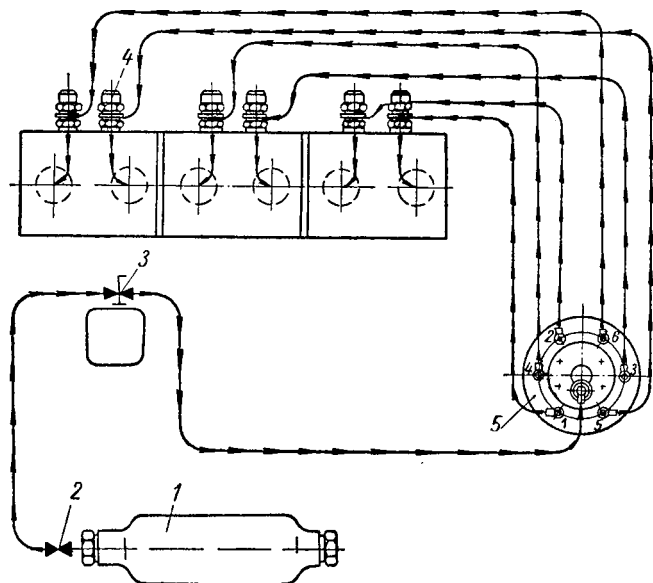
Характеристика электростартеров

Марка стартера	Мощность в л. с.	Напряжение в в	На каких двигателях применяется
СТ-8	1,7	12	ГАЗ-51
СТ-15Б	1,8	12	ЗИЛ-120
СТ-26	11	12	ЯАЗ-206
СТ-710	15	24	Д6 и Д12
СТ-712 (двухпроводный) . .	15	24	ЗД6 и ЗД12

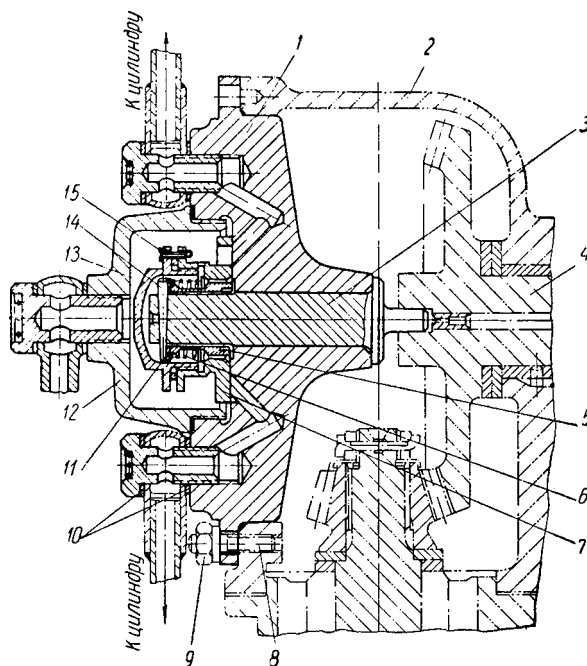
Питание электростартеров электрической энергией производится от аккумуляторных батарей, которые заряжаются электрогенератором постоянного тока. Электрогенератор приводится в движение при помощи шестеренчатой или ременной передачи от коленчатого вала.

§ 43. ПУСК СЖАТЫМ ВОЗДУХОМ

Наиболее распространенная система пуска сжатым воздухом схематически показана на фиг. 107. Из пускового баллона 1 сжатый

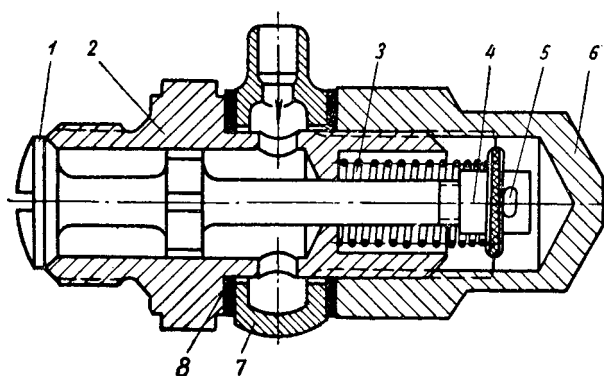


Фиг. 107. Система пуска сжатым воздухом дизеля 6Ч $\frac{12}{14}$.



Фиг. 108. Воздухораспределитель дизелей Д6, Д12 и В2-300:

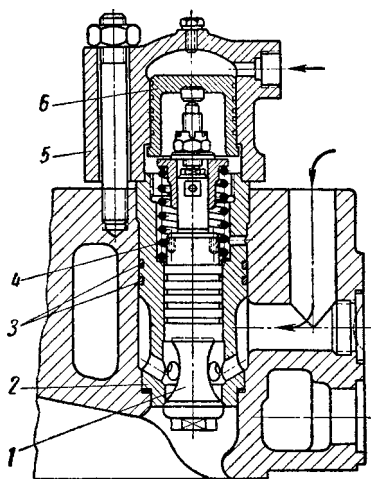
1 — корпус воздухораспределителя; 2 — корпус привода; 3 — валик; 4 — вал привода; 5 — регулировочная муфта; 6 — пружина; 7 — плоский золотник; 8 — шпилька; 9 — гайка крепления корпуса воздухораспределителя к корпусу привода; 10 — прокладки; 11 — шайба; 12 — колпак; 13 — колпачок золотника; 14 — штифт; 15 — шплинт.



Фиг. 109. Пусковой обратный клапан дизелей Д6, Д12 и В2-300:

1 — клапан; 2 — корпус клапана; 3 — пружина; 4 — гайка; 5 — шплинт; 6 — колпачок; 7 — поворотный угольник трубопровода; 8 — уплотнительное медно-асбестовое кольцо.

воздух через клапан 2 и кран 3 подводится к воздухораспределителю 5. Воздухораспределитель представляет собой плоский или цилиндрический золотник, связанный шестеренчатой передачей с коленчатым валом. Перемещаясь, золотник воздухораспределителя открывает канал, сообщаящий пусковой баллон с соответствующим рабочим цилиндром незадолго до прихода поршня в в. м. т. Воздух



Фиг. 110. Обратный пусковой клапан непрямого действия дизелей

$$D \frac{30}{50} :$$

1 — клапан; 2 — корпус; 3 — резиновые кольца; 4 — пружина; 5 — крышка; 6 — поршень.

подводится в цилиндр через обратный пусковой клапан 4, который служит для разобщения полости цилиндра и пускового трубопровода после окончания подачи пускового воздуха. Подача воздуха в цилиндр продолжается в течение 60—120° угла поворота коленчатого вала. Продолжительность подачи выбирают такой, чтобы по окончании подачи воздуха в один из цилиндров сразу же началось поступление его в следующий. В этом случае двигатель можно пустить при любом положении коленчатого вала. Под давлением пускового воздуха поршень перемещается и вращает коленчатый вал. После того, как число оборотов коленчатого вала достигнет величины, соответствующей пусковому числу оборотов, включается подача топлива в цилиндры и прекращается подача пускового воздуха. Конструкции наиболее простого воздухораспределителя в

виде плоского золотника и обратного пускового клапана дизелей Д6, Д12 и В2-300 показаны на фиг. 108 и 109.

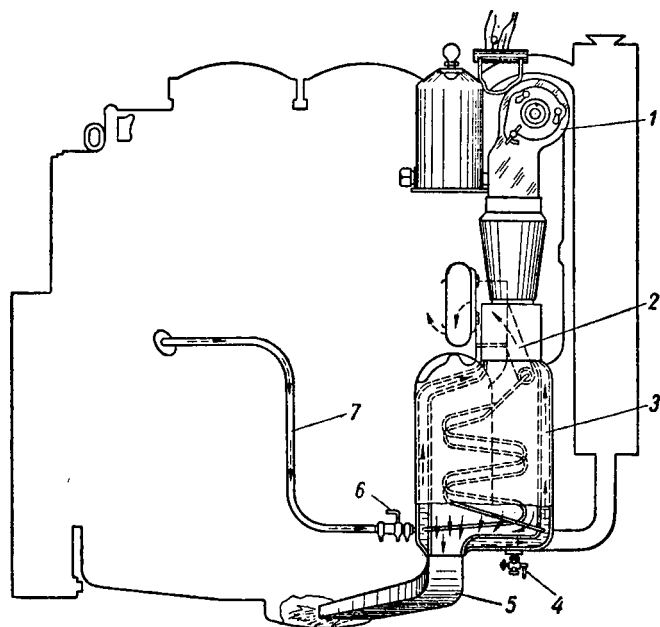
У дизелей большой мощности, чтобы не происходило дросселирования воздуха при прохождении через воздухораспределитель, применяют обратные клапаны более сложной конструкции непрямого действия (фиг. 110). Здесь воздух из баллона подводится непосредственно к обратному клапану, минуя воздухораспределитель. Через воздухораспределитель воздух подводится в пространство над поршнем 6, который, сжимая пружину 4, открывает клапан 1. Площадь поршня подобрана такой, чтобы клапан открывался только при понижении давления в цилиндре ниже давления пускового воздуха.

§ 44. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОБЛЕГЧЕНИЯ ПУСКА В ЗИМНИХ УСЛОВИЯХ

При понижении температуры окружающего воздуха ниже нуля пуск двигателя внутреннего сгорания затрудняется. Это происходит из-за повышения вязкости смазки и увеличения сопротивлений

при проворачивании двигателя и из-за низкой температуры воздуха или горючей смеси в конце сжатия.

Поэтому устройства для облегчения пуска в холодных условиях делятся на подогреватели для разогрева системы охлаждения и разжижения смазки и на приспособления для облегчения воспламенения топлива или горючей смеси.



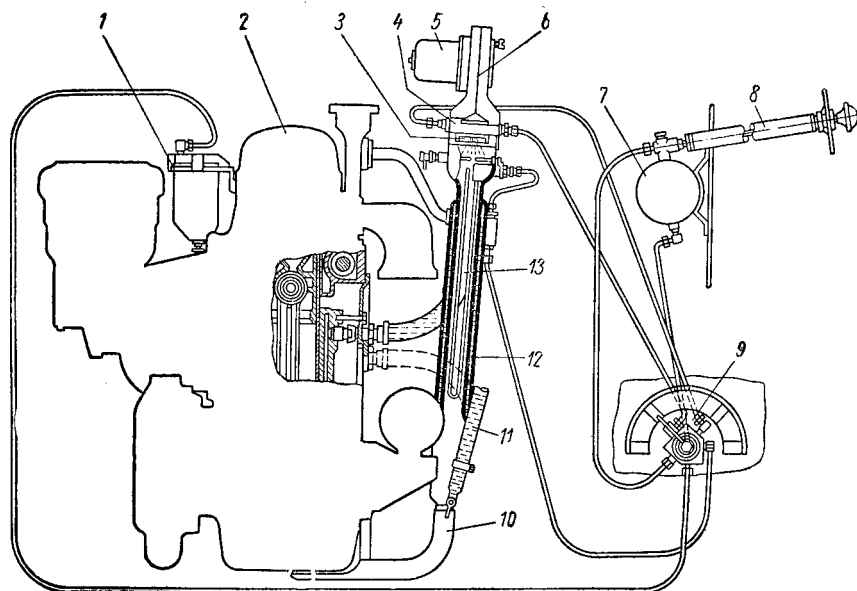
Фиг. 111. Схема включения подогревательного устройства дизеля ЯАЗ-204 в систему охлаждения.

Схема включения подогревательного устройства в систему охлаждения показана на фиг. 111. Подогревательное устройство состоит из котла 3 с жаровой трубой и лампы подогрева 1. Из котла 3 нагретая вода по трубопроводу 2 поступает в систему охлаждения двигателя и в радиатор, откуда вода возвращается в котел по трубопроводу 7, через кран 6. Для циркуляции воды в системе во время прогрева двигателя применяют приводимый вручную водяной насос. Горячие газы для обогрева масла по отражателю 5 поступают к картеру. Система подогрева имеет кран 4 для слива воды.

Безламповый подогреватель для автомобильных дизелей ЯАЗ-206 (фиг. 112) состоит из вертикального котла 12 с горелкой в верхней части. Горячие газы из котла при помощи щитка 10 направляются к картеру дизеля для обогрева масла в поддоне. Нагретая вода из котла поступает в систему охлаждения дизеля. Подача воздуха в горелки котла производится центробежным вентилятором 6 с при-

водом от электродвигателя. Топливо подается в горелку из бачка 7 под воздействием давления воздуха. Для накачивания воздуха в бачок служит ручной насос 8. В бачок топливо подается из топливного фильтра дизеля через распределительный кран 9.

Устройства для облегчения воспламенения топлива могут быть в виде нагретых тел, вводимых в камеру сгорания (тлеющие бумажные

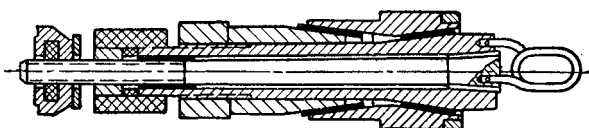


Фиг. 112. Безламповый подогреватель дизелей ЯАЗ-206:

1 — фильтр тонкой очистки топлива; 2 — дизель; 3 — отражатель; 4 — корпус пусковой форсунки; 5 — электродвигатель вентилятора; 6 — вентилятор; 7 — бачок; 8 — ручной насос; 9 — распределительный кран; 10 — щиток для направления газов к картеру; 11 — патрубок для заливки воды; 12 — котел; 13 — испарительная трубка.

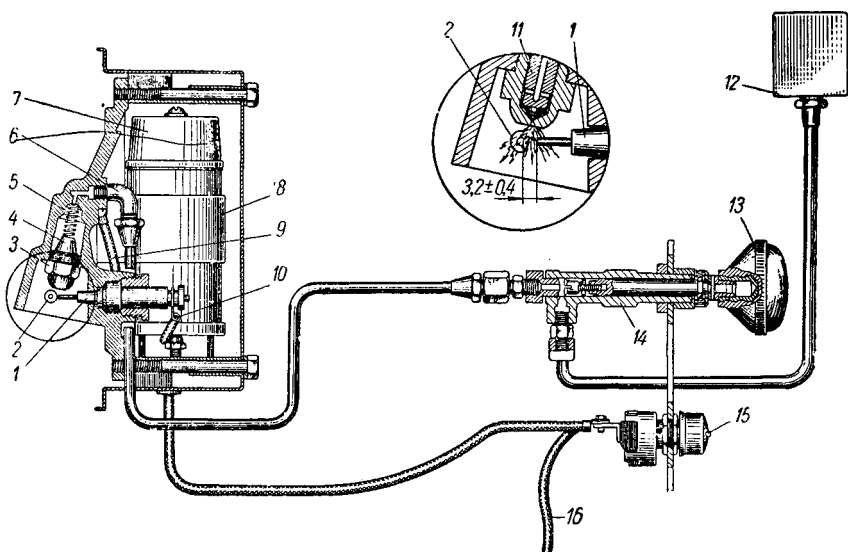
пропитанные селитрой патроны и электрические свечи накаливания) или в виде приспособлений для нагрева поступающего в цилиндры двигателя воздуха. Тлеющие патроны применяются на предкамерных дизелях Т-62, Д $\frac{16,5}{20}$ 2 и др. У дизелей с вихрекамерным смесеобразованием ($\text{Ч } \frac{8,5}{11}$, $\text{Ч } \frac{10,5}{13}$, $\text{Ч } \frac{12}{14}$) для облегчения пуска обычно применяют свечи накаливания (фиг. 113). Свеча накаливания представляет собой нихромовую спираль, вставленную одним концом в сердечник, а вторым в изолированный от сердечника корпус. Электрический ток, проходя от сердечника к корпусу через спираль, нагревает ее до красного каления. На щите управления дизелем устанавливают контрольную спираль, по которой судят о нагреве свечей накаливания в рабочих цилиндрах.

Для облегчения воспламенения топлива у дизелей со струйным смесеобразованием при работе в особо холодных условиях применяют подогрев поступающего в цилиндры воздуха. В электрофакель-



Фиг. 113. Свеча накаливания.

ном устройстве для подогрева воздуха (фиг. 114) автомобильных дизелей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 топливо ручным подкачивающим насосом подается через фильтр 4 в распылитель форсунки 3. Распылен-



Фиг. 114. Электрофакельное устройство дизелей ЯАЗ-204 и 206 для подогрева поступающего в цилиндры воздуха:

1 — свеча зажигания; 2 — электрод массы; 3 — распылитель форсунки; 4 — фильтр; 5 — пружина форсунки; 6 — угольник подвода топлива; 7 — индукционная катушка; 8 — хомут крепления катушки; 9 — электропровод массы; 10 — электропровод свечи; 11 — ниппель распылителя; 12 — бачок; 13 — рукоятка насоса; 14 — пусковой насос; 15 — включатель индукционной катушки; 16 — провод от аккумуляторной батареи.

ное топливо воспламеняется свечой зажигания 1, электрический ток к которой подводится от индукционной катушки.

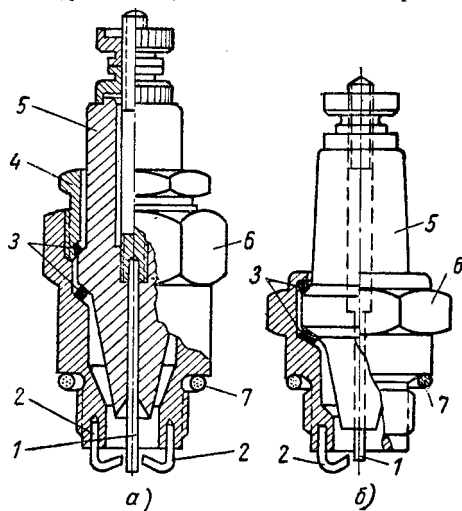
В некоторых случаях для облегчения пуска в цилиндр вводится горючее с низкой температурой воспламенения. Так, например, на некоторых дизелях устанавливают приспособления, в которые перед пуском закладывают ампулы с эфиром и прокалывают их,

Эфир вытекает во впускной коллектор, испаряется и всасывается вместе с воздухом в цилиндр. Во время сжатия пары эфира воспламеняются.

Некоторые дизели при пуске работают на бензине с электрическим зажиганием и с пониженной степенью сжатия.

§ 45. СИСТЕМА ЗАЖИГАНИЯ ОТ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СВЕЧИ

У бензиновых двигателей в систему электрооборудования входит электрическое зажигание. Зажигание горючей смеси в цилиндре осуществляется при помощи электрических свечей током высокого напряжения. Свеча (фиг. 115) имеет два электрода. К одному из них



Фиг. 115. Свеча системы электрического зажигания:

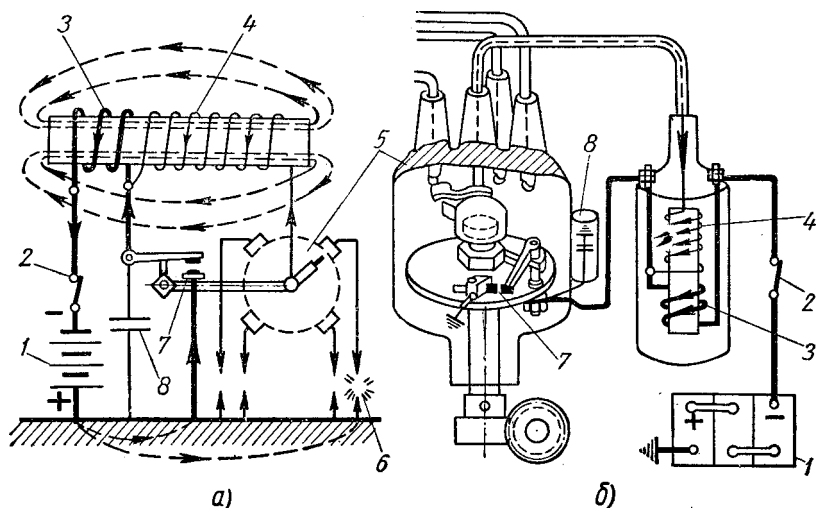
а — разборная свеча; *б* — неразборная свеча. 1 — центральный электрод; 2 — боковые электроды; 3 — медная прокладка; 4 — ниппель; 5 — сердечник-изолятор; 6 — корпус свечи; 7 — уплотняющая прокладка.

подводится ток, а второй замыкает на корпус. В момент подвода к свече тока высокого напряжения между электродами проскакивает электрическая искра, воспламеняющая рабочую смесь. Источником тока высокого напряжения является трансформатор, в котором ток низкого напряжения преобразуется в ток высокого напряжения. Источником тока низкого напряжения служит аккумуляторная батарея или первичная обмотка и постоянные магниты магнето.

В батарейной системе зажигания (фиг. 116) ток низкого напряжения от аккумуляторной батареи подводится к катушке, состоящей из сердечника, первичной и вторичной обмоток и являющейся трансформатором. При помощи механического прерывателя ток в цепи первичной обмотки периодически прерывается, вследствие чего во вторичной обмотке катушки индуцируется ток высокого напряжения (15 000—20 000 в). От катушки ток высокого напряжения

при помощи распределителя подводится к свече зажигания того цилиндра, в котором должен начаться рабочий ход. На вращающейся части (роторе) распределителя, изготовленной из изоляционного материала, укреплена раздаточная пластина (электрод). Ток высокого напряжения подводится к раздаточной пластине через центральный контакт.

При вращении ротора раздаточная пластина проходит на расстоянии 0,3—0,5 мм от неподвижных электродов, соединенных



Фиг. 116. Батарейная система зажигания: а — схема; б — общий вид;

1 — аккумуляторная батарея; 2 — выключатель; 3 — первичная обмотка катушки зажигания; 4 — вторичная обмотка; 5 — распределитель; 6 — свеча; 7 — прерыватель; 8 — конденсатор.

с проводами, подводящими ток к свечам. В этот момент перерывается ток в первичной цепи. Индуцирующийся во вторичной обмотке ток высокого напряжения пробивает искровые промежутки между электродами прерывателя и электродами свечи. В первичную цепь параллельно прерывателю включен конденсатор, который уменьшает искрообразование между контактами прерывателя. Прерыватель обычно объединяется в одном узле с распределителем. У автомобильных бензиновых карбюраторных двигателей применяется батарейная система зажигания.

Система зажигания с магнето отличается от батарейной тем, что источником тока низкого напряжения служит не аккумуляторная батарея, а вращающийся магнит, при помощи которого изменяется магнитный поток в сердечнике, и в первичной обмотке индуцируется ток низкого напряжения. Принцип действия прерывателя первичной обмотки и распределителя аналогичны принципу действия соответствующих элементов системы батарейного зажигания.

ГЛАВА X

НАВЕСНЫЕ АГРЕГАТЫ И СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

§ 46. НАЗНАЧЕНИЕ НАВЕСНЫХ АГРЕГАТОВ

Большинство выпускаемых двигателей внутреннего сгорания, в особенности дизелей, может быть использовано в различных областях народного хозяйства. Такие двигатели называются универсальными. Быстроходные дизели малой и средней мощности выпускают в трех основных исполнениях: для стационарных установок, для транспортных или передвижных установок и для судовых установок. При этом все основные узлы и детали двигателя остаются неизменными, а то или иное исполнение достигается путем оборудования двигателя соответствующими навесными агрегатами. Двигатели для стационарных электростанций обычно снабжают соединительной муфтой для присоединения к электрогенератору, холодильниками воды и масла, если применяется замкнутая система охлаждения. Двигатели для передвижных силовых установок комплектуют соединительной муфтой, вентилятором и радиатором. На двигатели для транспортных установок, экскаваторов, скреперов и других машин устанавливают, кроме того, муфты сцепления, позволяющие отключать двигатель во время работы от приводимого в движение механизма.

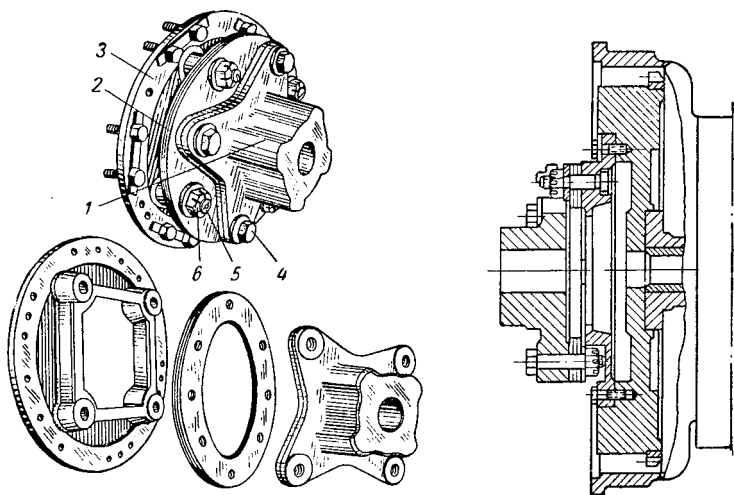
Судовые двигатели оборудуют реверсивными устройствами, которые дают возможность вращать гребной винт в разные стороны или реверс-редукторами, которые, кроме этого, понижают число оборотов гребного винта по сравнению с числом оборотов вала двигателя. На судовых двигателях устанавливают также насосы забортной воды. При помощи этих насосов забортная вода проходит через холодильник и охлаждает циркулирующую в системе охлаждения двигателя пресную воду.

§ 47. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ И МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ

Наиболее простой тип соединительной муфты — это жесткая муфта, состоящая из двух фланцев, стянутых болтами. Один из фланцев крепится к маховику двигателя, а второй насаживается на вал генератора или другого приводимого в движение агрегата. Такие муфты можно применять только при очень жесткой подmotorной раме или при непосредственном жестком соединении картера двигателя с корпусом генератора. Для передвижных, транспортных или судовых установок такая конструкция соединения непригодна из-за возможности деформации фундамента или подmotorной рамы и нарушения соосности валов.

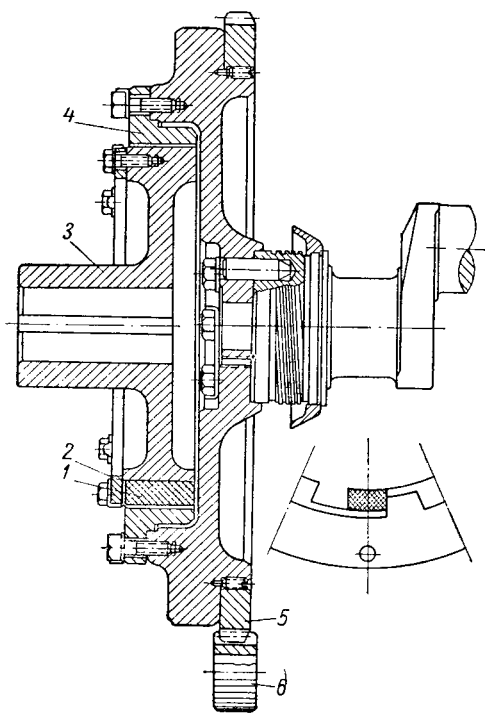
Чтобы уменьшить нагрузки на соединяемые валы и их подшипники при нарушении соосности валов, применяют гибкие или эластичные муфты различных конструкций. Примером гибкой муфты

может служить соединительная муфта, применяемая на дизелях Д6 и Д12 (фиг. 117). Гибким элементом этой муфты является пакет 2 тонких упругих стальных дисков (толщиной 0,5 мм). Пакет крепится болтами 4 к фланцу 1 вала генератора и к ведущему диску 3, который установлен на маховике дизеля. К маховику дизеля пакет дисков крепится призонными болтами 5 и гайкой 6. Такая муфта не деформируется в тангенциальном направлении и не уменьшает колебаний

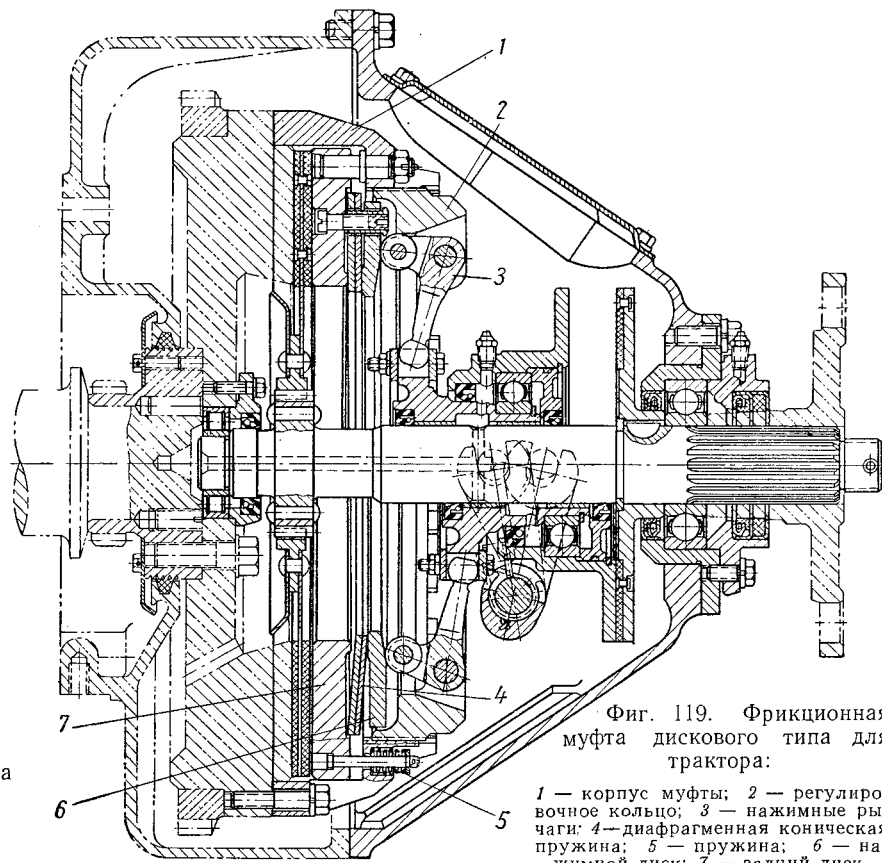


Фиг. 117. Гибкая соединительная муфта дизелей Д6 и Д12.

передаваемого крутящего момента. Выравнивание крутящего момента достигается при помощи эластичных муфт с пружинными или резиновыми амортизаторами. Амортизатор со стальными цилиндрическими пружинами применяется на дизеле М601. При увеличении крутящего момента сжимаются пружины, расположенные тангенциально между ведомой и ведущей частями муфты и поглощают часть передаваемой энергии. Когда передаваемый крутящий момент уменьшается, пружины разжимаются и отдают накопленную энергию. По такому же принципу работает эластичная муфта с резиновыми амортизаторами (фиг. 118), применяемая на дизелях 6Ч $\frac{12}{14}$ (К-150). К маховику дизеля прикреплен венец 4 с прямоугольными прорезями с внутренней стороны. В прорези венца входят выступы полумуфты 3 электрогенератора. В образовавшиеся ячейки между выступами полумуфты генератора и стенками прорезей в венце закладываются резиновые колодки 1. С торца колодки закрыты кольцом 2. Венец маховика 5 служит для зацепления с шестерней 6 электростартера. Наиболее простая муфта с резиновыми амортизаторами применяется на дизелях 4 $\frac{8.5}{11}$ и 4 $\frac{10.5}{13}$. На пальцы маховика



Фиг. 118. Эластичная соединительная муфта
дизеля 6Ч $\frac{12}{14}$ (К-150).



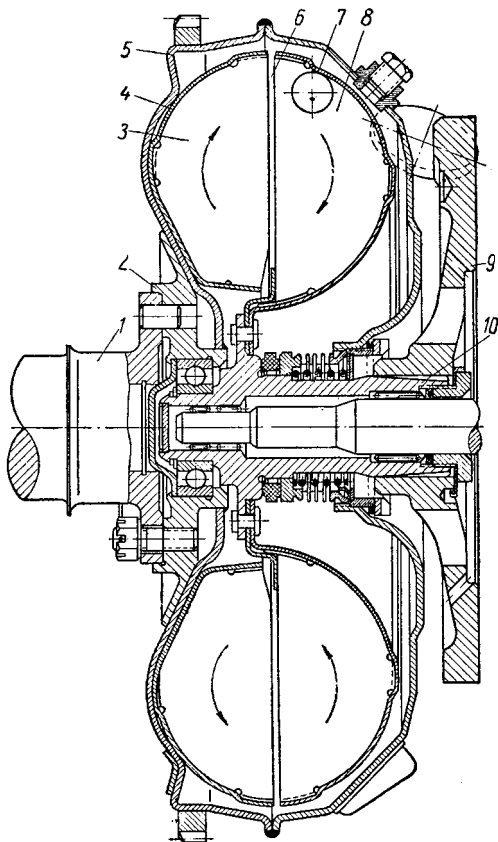
Фиг. 119. Фрикционная
муфта дискового типа для
трактора:

- 1 — корпус муфты; 2 — регулиро-
вочное кольцо; 3 — нажимные рычаги; 4 — диафрагменная коническая
пружина; 5 — пружина; 6 — на-
жимной диск; 7 — задний диск.

этих двигателей надеты резиновые втулки, которые входят в отверстия полумуфты, насаженной на вал электрогенератора.

Муфты сцепления делятся на фрикционные и гидравлические. Фрикционные муфты могут быть постоянно замкнутыми и непостоянно замкнутыми. У постоянно замкнутых муфт трущиеся элементы прижаты один к другому пружинами и для разъединения их необходимо приложить усилие к педали или другому органу управления. Муфты сцепления такого типа применяют для автомобильных двигателей и колесных тракторов. У большинства гусеничных тракторов муфты сцепления непостоянно замкнутого типа. В этих муфтах как для выключения, так и для включения необходимо прикладывать усилие. По конструкции фрикционного элемента фрикционные муфты сцепления можно разделить на дисковые и конусные.

Примером фрикционной муфты дискового типа может служить муфта одного из тракторов (фиг. 119). При повороте вилки перемещается влево втулка, связанная с нажимными рычагами 3. Короткие плечи нажимных рычагов через нажимной диск 6, диафрагменную коническую пружину 4 и задний диск 7 прижимают фрикционный диск к торцу маховика дизеля. Через фрикционный диск



Фиг. 120. Гидравлическая муфта автомобиля ЗИМ:

1 — коленчатый вал; 2 — ступица; 3 — лопатки ведущего ротора; 4 — ведущий ротор; 5 — корпус; 6 — зазор между ведущим и ведомым роторами; 7 — ведомый ротор; 8 — лопатки ведомого ротора; 9 — ведущий диск сцепления; 10 — ведомый вал.

вращение передается на связанный с ним вал муфты.

В качестве муфт сцепления применяют также гидравлические муфты, преимущества которых заключаются в уменьшении степени неравномерности передаваемого крутящего момента и возможности изменения его величины.

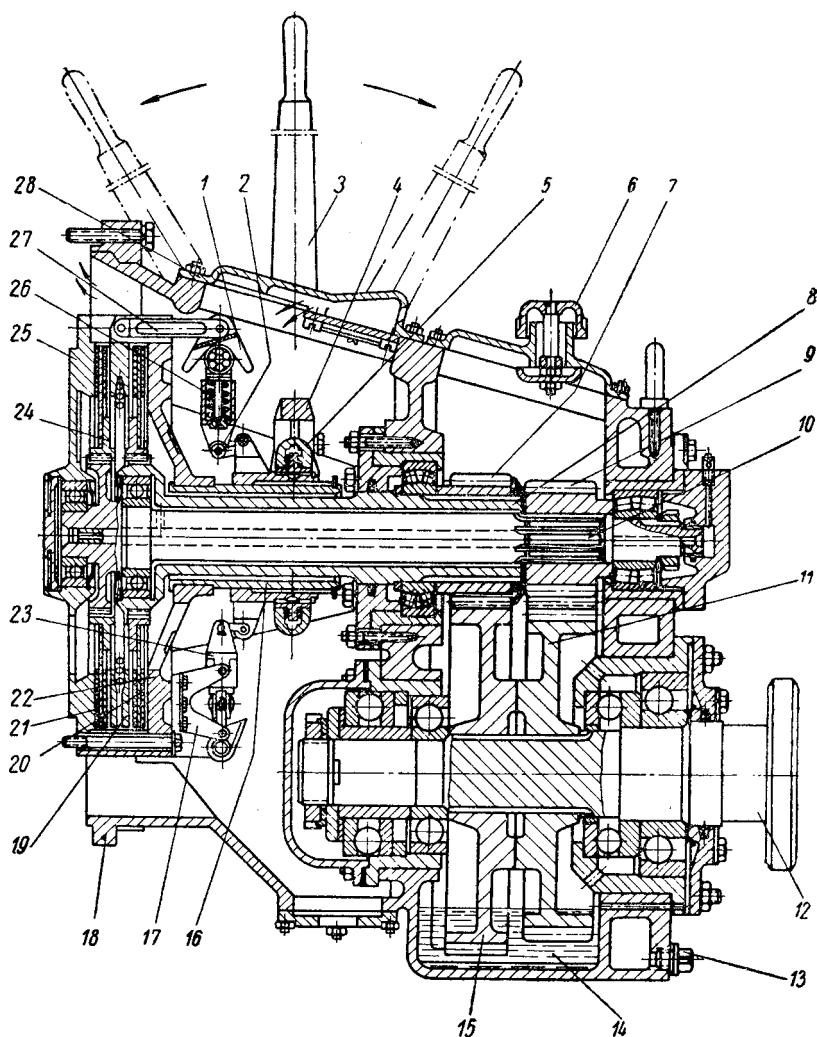
Гидравлическая муфта (фиг. 120) состоит из ведущего насосного и ведомого турбинного роторов, которые расположены один

напротив другого с зазором 3—4 мм. Полости роторов заполнены рабочей жидкостью — турбинным маслом. При вращении ведущего ротора 4 приходит во вращение жидкость, находящаяся между его лопатками 3. Под действием центробежной силы жидкость движется в каналах между лопатками от центра к окружности, а затем перетекает в турбинный ротор. Оказывая давление на лопатки турбинного ротора, рабочая жидкость приводит его во вращение и движется в нем в обратном направлении, т. е. от окружности к центру, а затем снова попадает в каналы между лопатками насосного ротора. Таким образом происходит циркуляция рабочей жидкости и передача ею энергии от одного ротора к другому. При увеличении нагрузки на ведомый вал скорость его вращения уменьшается и возрастает давление жидкости на стенки канала. В результате происходит некоторое увеличение крутящего момента, действующего на ведомый вал, что помогает преодолевать увеличенные нагрузки.

§ 48. РЕВЕРСИВНЫЕ УСТРОЙСТВА

Для получения переднего и заднего хода судна нужно, чтобы гребной винт мог вращаться в разных направлениях. У тихоходных двигателей большой мощности изменение направления гребного винта достигается изменением направления вращения коленчатого вала. Такие двигатели называются реверсивными. Осуществление непосредственного реверсирования, т. е. изменения направления вращения коленчатого вала, усложняет конструкцию двигателя. Кроме того, остановка двигателя и пуск его в ход в противоположном направлении при каждом реверсировании увеличивают износ. Поэтому у большинства судовых двигателей малой и средней мощности изменение направления вращения гребного винта достигается при помощи специального реверсивного устройства. Часто реверсивное устройство конструктивно объединяют с редуктором, уменьшающим число оборотов гребного винта по сравнению с числом оборотов коленчатого вала. Такой механизм называют реверс-редуктором. Понижение числа оборотов гребного винта необходимо для увеличения его к. п. д.

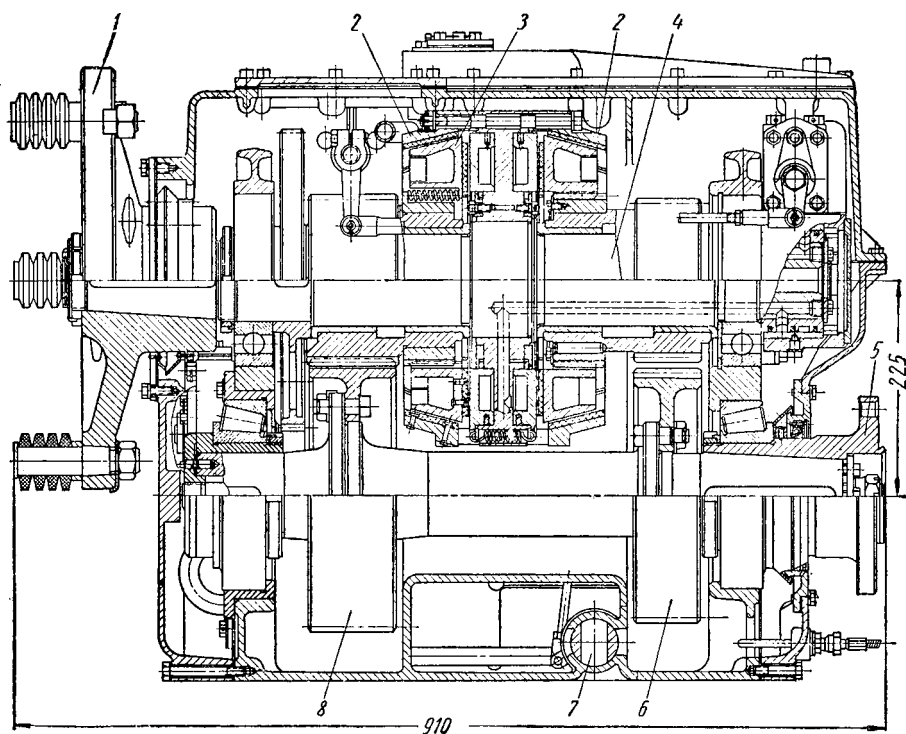
У дизелей малой и средней мощности наибольшее распространение получили реверс-редукторы с двухдисковой фрикционной муфтой (фиг. 121). Механизм переключения прижимает фрикционный диск переднего 20 или заднего 21 хода к нажимному диску 19, связанному с барабаном 22 и маховиком дизеля. Фрикционный диск переднего хода 20 связан с наружным валом 8 муфты, а диск заднего хода 21 — с внутренним валом 10 заднего хода. При включении переднего хода шестерня 7 на наружном валу муфты передает вращение ведомой шестерне 15 переднего хода на выходном валу. При переключении на задний ход ведущая шестерня 9 на внутреннем валу через промежуточную шестерню вращает ведомую шестерню 11 заднего хода на выходном валу, вследствие чего направление вра-



Фиг. 121. Реверс-редуктор дизеля ЗДб:

1 — кулачок; 2 — серьга; 3 — рычаг переключения; 4 — вилка бугеля; 5 — бугель; 6 — маслосливная горловина; 7 — ведущая шестерня переднего хода; 8 — вал переднего хода; 9 — ведущая шестерня заднего хода; 10 — вал заднего хода; 11 — ведомая шестерня заднего хода; 12 — выходной вал; 13 — сливная пробка; 14 — масляная ванна; 15 — ведомая шестерня переднего хода; 16 — гильза барабана; 17 — кронштейн; 18 — корпус реверс-редуктора; 19 — нажимной диск; 20 — диск переднего хода; 21 — диск заднего хода; 22 — барабан; 23 — корпус ролика; 24 — ступица диска; 25 — промежуточный фланец; 26 — пружина; 27 — тяга; 28 — крышка полости муфты сцепления.

щения меняется на обратное. Реверс-редуктор имеет три фиксируемых положения: передний ход, задний ход и нейтральное положение. В нейтральном положении рычага переключения 3 при работающем двигателе выходной вал остается неподвижным.



Фиг. 122. Реверс-редуктор дизелей Д $\frac{19}{30}$:

1 — фланец для присоединения к маховику дизеля; 2 — ведомые конусы фрикционной муфты; 3 — ведущие конусы фрикционной муфты; 4 — ведущий вал; 5 — фланец для присоединения к валу гребного винта; 6 — ведомая шестерня заднего хода; 7 — золотник управления работой фрикционной муфты; 8 — ведомая шестерня переднего хода.

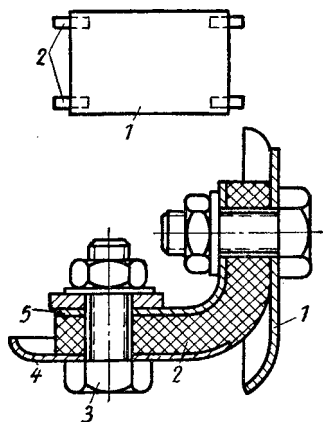
Реверс-редуктор с конусными фрикционными элементами реверсивной муфты и с зубчатым редуктором (фиг. 122) применяется на дизелях Д $\frac{19}{30}$.

§ 49. ЩИТЫ УПРАВЛЕНИЯ И ПРИБОРОВ

Органы управления стационарных и судовых двигателей, а также двигателей передвижных силовых установок обычно устанавливают на щите управления. На нем размещают кнопку электростартера или рукоятку крана воздушного пуска, кнопку включения свечей накаливания и контрольную свечу, если такие свечи имеются на дви-

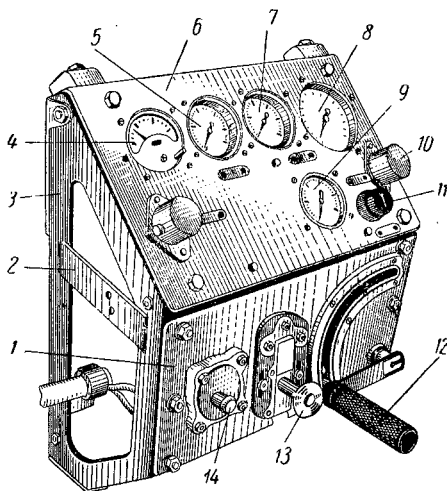
гателе, рукоятку или рычаг для изменения числа оборотов двигателя. У судовых двигателей в непосредственной близости от щита расположен рычаг управления реверс-редуктором. Рядом со щитом управления обычно находится щит приборов, на котором устанавливают указатели приборов, контролирующих работу двигателя: тахометра, манометров, термометров и проч. Иногда органы управления и приборы устанавливают на общей щитке.

Щиты управления и приборов крепят на самом двигателе или размещают отдельно от двигателя. Недо-



Фиг. 123. Установка щита приборов на амортизаторах:

1 — щиток; 2 — амортизаторы; 3 — болт; 4 — кронштейн; 5 — перемычка.



Фиг. 124. Щит управления и приборов дизелей Д6 и Д12:

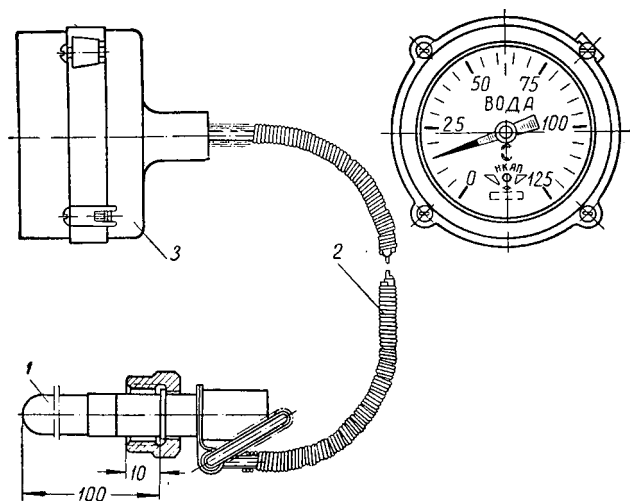
1 — щит управления; 2 — планка крепления редукционного крана воздухопуска; 3 — левый кронштейн; 4 — вольтамперметр; 5 — термометр для воды; 6 — щит приборов; 7 — термометр для масла; 8 — тахометр; 9 — манометр для масла; 10 — штепсельная розетка для наружного освещения; 11 — включатель-тумблер; 12 — рукоятка рычага управления подачи топлива; 13 — пусковая кнопка электростартера; 14 — выключатель массы.

статок установки щитов на двигателе заключается в том, что приборы при этом испытывают вибрационную нагрузку. Для улучшения условий работы приборов щиты, на которых они расположены, устанавливают на резиновых амортизаторах (фиг. 123). Примером конструкции щита управления и приборов может служить щит, применяющийся на дизелях Д6 и Д12 (фиг. 124).

В последнее время для измерения числа оборотов пользуются преимущественно электрическими тахометрами. Электрический тахометр состоит из датчика, провода и измерителя. Датчик представляет собой трехфазный генератор переменного тока, связанный с вращающимся валом привода тахометра. Ток, вырабатываемый генератором, подводится по проводу к измерителю. Измеритель представляет собой трехфазный электродвигатель, приводящий в движение

стрелки при помощи специального индукционного устройства. От одного датчика могут одновременно работать два измерителя.

Манометры и термометры чаще всего также состоят из датчика, устанавливаемого в месте измерения давления и температуры, и измерителя, устанавливаемого на приборном щитке. Датчик 1 дистанционного термометра (фиг. 125) заполнен специальной



Фиг. 125. Дистанционный термометр:

1—датчик; 2—гибкий трубопровод; 3—указатель температуры.

жидкостью — хлорэтилом. Провод от датчика к измерителю представляет собой капиллярную трубку с защитной оплеткой, заполненную смесью, состоящей из 75% глицерина, 20% этилового спирта и 5% воды. При повышении измеряемой температуры воды или масла давление паров хлорэтила передается на изогнутую трубку в измерителе. Изогнутая трубка деформируется и перемещает стрелку. Подобным же образом устроен и дистанционный манометр. Существуют также электрические дистанционные манометры и термометры.

§ 50. АВТОМАТИЗАЦИЯ КОНТРОЛЯ И УПРАВЛЕНИЯ

Существует большое количество силовых установок, где требуется автоматическое управление. К ним относятся силовые установки на маяках, аварийные двигатели на электростанциях и судах, двигатели для питания передаточных линий связи и другие. Степень автоматизации силовых установок может быть разной. Так, например, для силовых установок на тепловозах необходимо иметь такие устройства, которые сигнализировали бы о нарушениях нормальной работы двигателя, а затем останавливали бы его, чтобы предупредить выход двигателя из строя. Такими нарушениями нор-

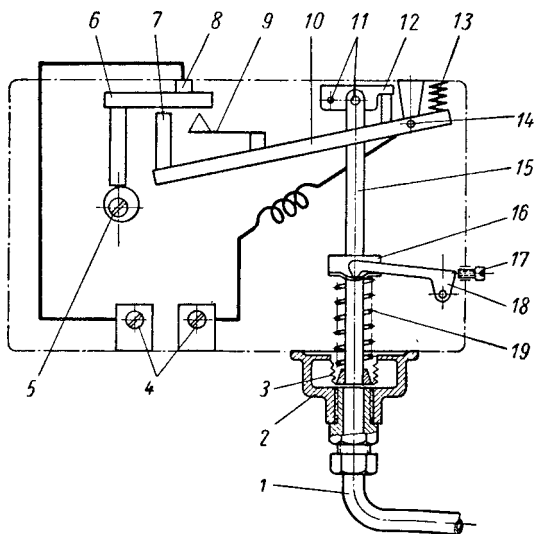
мальной работы являются повышение числа оборотов сверх допустимого, уменьшение давления масла, чрезмерное повышение температуры масла и охлаждающей воды, понижение уровня воды в баке и др. При установке автоматических защитных устройств машинист освобождается от обязанности непрерывного наблюдения за приборами и может больше внимания уделять правильному вождению локомотива. Наличие защитных устройств упрощает управление несколькими тепловозами с одного поста управления. Применение защитных устройств снижает количество аварий и увеличивает срок службы двигателя.

В качестве примера защитного устройства может служить реле давления масла (фиг. 126), применяющееся на дизелях Д50. Это реле служит для остановки дизеля путем выключения подачи топлива топливным насосом в случаях, если давление в системе смазки снизится до $1,5—1,6 \text{ кг/см}^2$.

Датчиком в реле служит гофрированный стакан (сильфон) 3. При повышении давления масла в камере 2 сильфон сжимается и припаянный к нему стержень 15 перемещается вверх. При этом сухарь 12 поворачивается против часовой стрелки, поднимается рычаг 10 и замыкаются подвижный 9 и неподвижный 8 контакты. Таким образом замыкается цепь катушки соленоида регулятора и топливный насос устанавливается в рабочее положение. В том случае, когда давление масла будет ниже $1,5—1,6 \text{ кг/см}^2$, топливный насос выключается и двигатель останавливается.

Реле такой же конструкции применяется и для других тепловозных двигателей. Для остановки двигателя при повышении температуры масла или воды сверх допустимой величины применяют подобные реле.

Полностью автоматизированная дизель-генераторная установка конструкции ЦНИДИ с дизелем 1Ч $\frac{10,5}{13}$, мощностью 10 л. с. при



Фиг. 126. Реле давления масла дизеля Д50:

1 — трубка подвода масла из масляной магистрали дизеля; 2 — масляная камера; 3 — гофрированный стакан (сильфон); 4 — клеммы для подсоединения соленоида регулятора; 5 — регулировочный винт с эксцентриком; 6 — постоянный магнит; 7 — упор-ограничитель; 8 — неподвижный контакт; 9 — подвижный контакт; 10 — рычаг; 11 — ось; 12 — сухарь; 13 — пружина; 14 — ось рычага; 15 — стержень; 16 — фасонная шайба; 17 — регулировочный винт; 18 — рычажная вилка; 19 — пружина.

1500 об/мин показана на фиг. 127. Дизель 1 при помощи эластичной муфты соединен с электрогенератором. Охлаждение циркулирующей в дизеле воды осуществляется в радиаторе, через который проходит воздух, нагнетаемый вентилятором с электроприводом. Приборы автоматизации установлены в щите 2. Для аварийной остановки дизеля применяется специальное стоп-устройство 3. Выключение электростартера и предохранение дизеля от чрезмерного повышения числа оборотов производится с помощью центробежного реле 4.

Система автоматизации дизель-генератора обеспечивает:

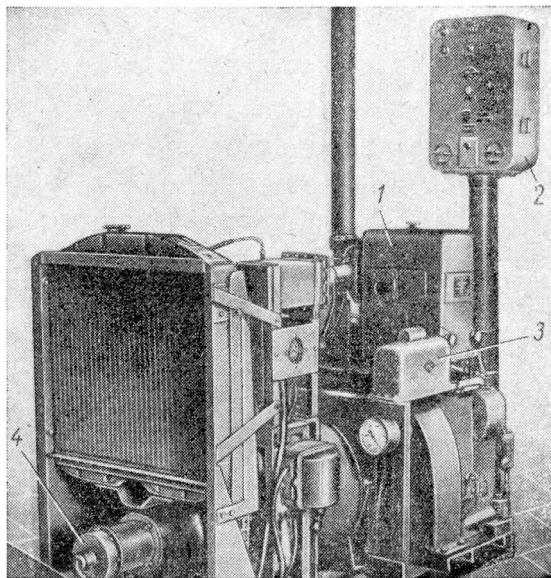
- 1) дистанционный или автоматический пуск при падении напряжения в сети;
- 2) ввод под нагрузку после прогрева дизеля;
- 3) аварийную сигнализацию и защиту;
- 4) автоматическую или дистанционную остановку;
- 5) автоматическое регулирование температуры воды.

При падении напряжения в сети, питаемой от постороннего источника, замыкается цепь тока, питающего электростартер, и происходит пуск дизеля. Если через несколько секунд после включения электростартера в цилиндре дизеля происходит вспышка и число оборотов возрастает, центробежное реле включает сигнал «Дизель на прогреве». При неудачном пуске дизеля электростартер выключается на 8—9 сек., а затем снова включается. Такие повторные попытки пуска автоматически повторяются 3 раза. Прогрев дизеля происходит до тех пор, пока температура масла не достигнет установленной величины. Давление масла должно повыситься сразу же после пуска. По окончании прогрева дизель автоматически принимает нагрузку. Во время работы при помощи терморегулятора 2 (фиг. 128) автоматически поддерживается наивыгоднейшая температура охлаждающей воды. Постоянный уровень воды в системе охлаждения и радиаторе 4 поддерживается с помощью реле уровня воды 3. Пуск в ход электродвигателя 5 вентилятора происходит после начала работы генератора 7 с нагрузкой. Защита дизеля 1, т. е. автоматическая остановка при падении давления масла или повышении температуры охлаждающей воды осуществляется с помощью комбинированного первичного прибора 6. Постоянный уровень масла в картере поддерживается с помощью реле постоянного уровня 8.

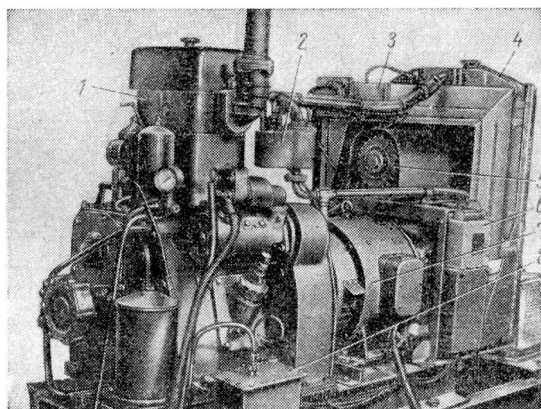
Таким образом, автоматизированная дизель-генераторная установка может длительное время работать без обслуживающего персонала. Все основные операции, выполняемые мотористом, осуществляются автоматически.

При выходе из строя или нарушении нормальной работы дизеля автоматически включается резервный агрегат.

Обслуживающий персонал должен посещать установку приблизительно один раз в неделю и проводить необходимый технический уход.



Фиг. 127. Автоматизированная установка ЦНИДИ
(вид со стороны радиатора).



Фиг. 128. Автоматизированная установка ЦНИДИ
(вид со стороны дизеля)

ГЛАВА XI

ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 51. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Как видно из табл. 3—6, самыми маломощными являются дизели ряда Ч $\frac{8,5}{11}$, которые развивают мощность 5 л. с. в одном цилиндре при 1500 об/мин. Эти дизели изготавливаются в одно-, двух-, четырех- и шестицилиндровом исполнении.

Все дизели ряда Ч $\frac{8,5}{11}$ имеют много общих одинаковых деталей. К ним относятся поршни, шатуны, клапаны и пр.

На фиг. 129 и 130 показаны поперечный и продольный разрезы двухцилиндрового дизеля Ч $\frac{8,5}{11}$. Способ смесеобразования у этих дизелей вихрекамерный. Вихревая камера имеет шаровую форму.

Для облегчения воспламенения топлива при пуске у дизеля Ч $\frac{8,5}{11}$ в вихревую камеру вставлена свеча накаливания, представляющая собой спираль из жаропрочной стали. К спирали при пуске подводится электрический ток напряжением 12 в.

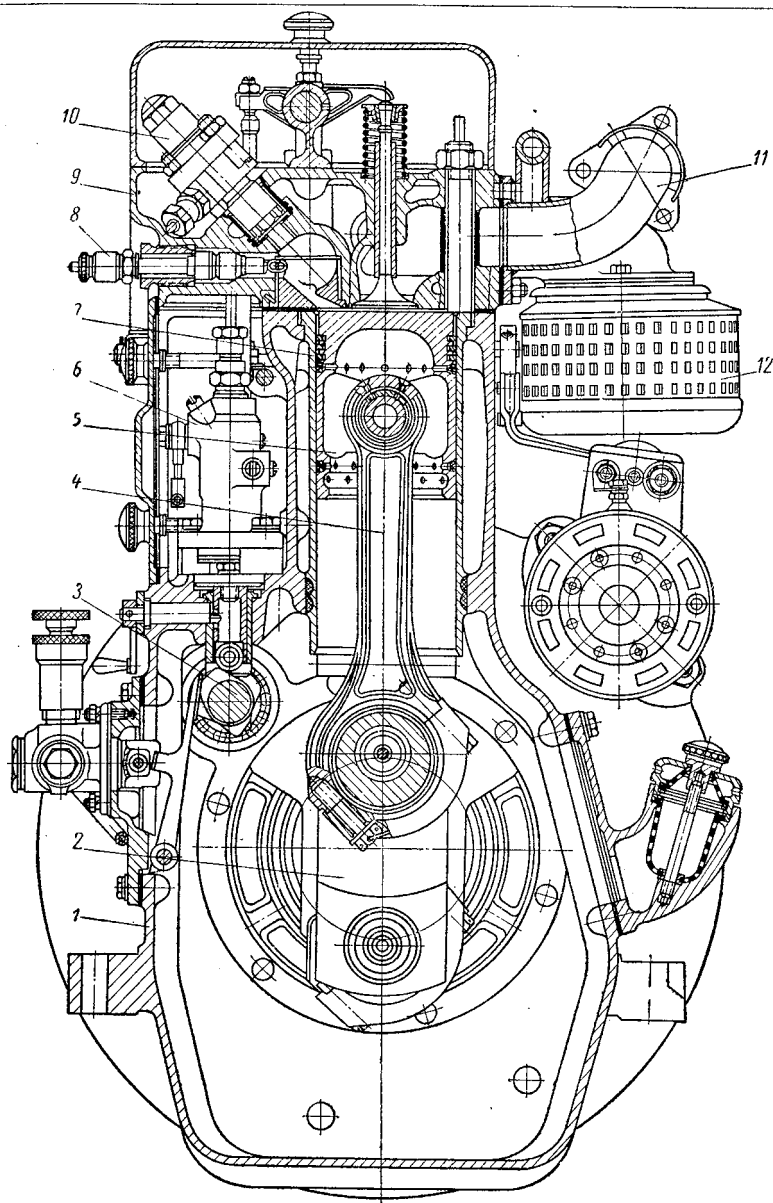
Остов дизеля Ч $\frac{8,5}{11}$ выполнен в виде блок-картера (фиг. 22).

На верхней плоскости блок-картера тоннельного типа установлена общая для двух цилиндров крышка, в которой размещены клапаны, форсунки и свечи накаливания. Крышка крепится к блок-картеру шпильками. Сверху крышка накрыта колпаком, который закрывает механизм газораспределения.

Коленчатый вал дизеля штампованный двухпорный. Шатунные шейки у него полые, они закрыты с двух сторон заглушками, которые стянуты шпильками. Шатуны дизеля также штампованные из углеродистой стали. Стержень шатуна имеет двутавровое сечение. У нижней головки шатуна плоскость разъема расположена под углом 45° к оси стержня. Косой разъем нижней головки дает возможность вытаскивать шатун с поршнем через втулку цилиндра. Вкладыши нижней головки шатуна стальные, тонкостенные и залиты по внутренней поверхности свинцовистой бронзой. В верхнюю неразъемную головку шатуна запрессована бронзовая втулка, которая служит подшипником поршневого пальца.

Плавающий поршневой палец изготовлен из стали 20. Наружную поверхность его цементируют и шлифуют. От осевых перемещений палец удерживается стопорными пружинящими кольцами, вставленными в канавки, проточенные в бобышках поршня.

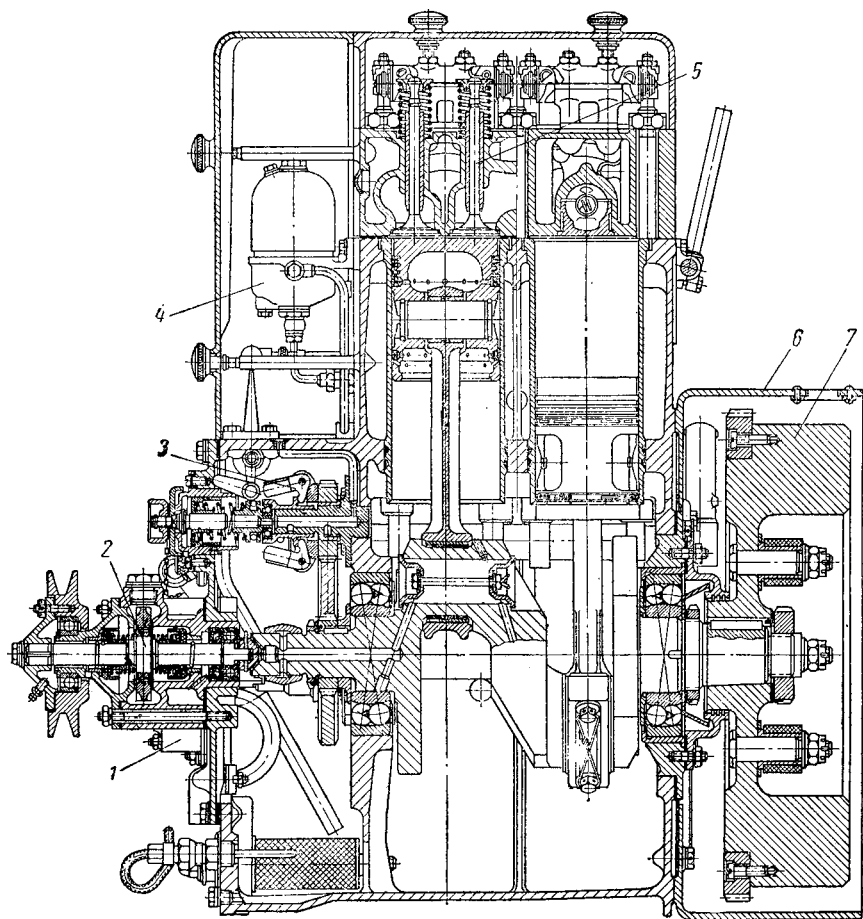
Поршень штампуются из алюминиевого сплава АК-4. Три верхних поршневых кольца имеют прямоугольное сечение и являются уплотняющими. Два нижних кольца имеют коробчатое сечение и являются масляеъемными.



Фиг. 129. Поперечный разрез дизеля 24 $\frac{8,5}{11}$:

1 — блок-картер; 2 — коленчатый вал; 3 — распределительный вал; 4 — шатун; 5 — поршень; 6 — топливный насос; 7 — втулка цилиндра; 8 — свеча накаливания; 9 — крышка цилиндров; 10 — форсунка; 11 — выпускной коллектор; 12 — воздухоочиститель.

Впускные и выпускные клапаны приводятся в движение при помощи распределительного вала, толкателей, штанг и коромысел. Распределительный вал соединен с коленчатым валом шестеренчатой передачей.



Фиг. 130. Продольный разрез дизеля 24 $\frac{8.5}{11}$:

1 — масляный насос; 2 — водяной насос; 3 — регулятор; 4 — топливный фильтр;
5 — клапан; 6 — кожух маховика; 7 — маховик.

Топливная система дизеля 24 $\frac{8.5}{11}$ состоит из топливоподкачивающего насоса, топливного фильтра, индивидуальных топливных насосов высокого давления золотникового типа (фиг. 53), закрытых форсунок и трубопроводов. Из топливного бака, установленного отдельно от дизеля, топливо при помощи топливоподкачивающего насоса подается в войлочный фильтр. Из фильтра топливо заса-

сывается топливными насосами высокого давления, которые подают его в форсунки.

Чтобы при изменении нагрузки число оборотов дизеля оставалось приблизительно постоянным, на нем установлен центробежный регулятор. Механизм регулятора 3 (фиг. 130) вместе с ведомой шестерней вращается на неподвижном пальце, укрепленном на промежуточной стенке блок-картера. Ведомая шестерня регулятора приводится в движение шестерней, закрепленной на распределительном валу.

Система смазки у дизелей $Ч \frac{8,5}{II}$ комбинированная, т. е. под давлением и разбрызгиванием. Под давлением смазываются шатунные подшипники коленчатого вала. Разбрызгиванием смазываются коренные шарикоподшипники коленчатого вала, поршни, поршневые пальцы, шестерни, подшипники шестерен. В шатунные подшипники масло подается шестеренчатым масляным насосом (фиг. 130), который приводится в движение от хвостовика коленчатого вала. Насос засасывает масло из поддона картера.

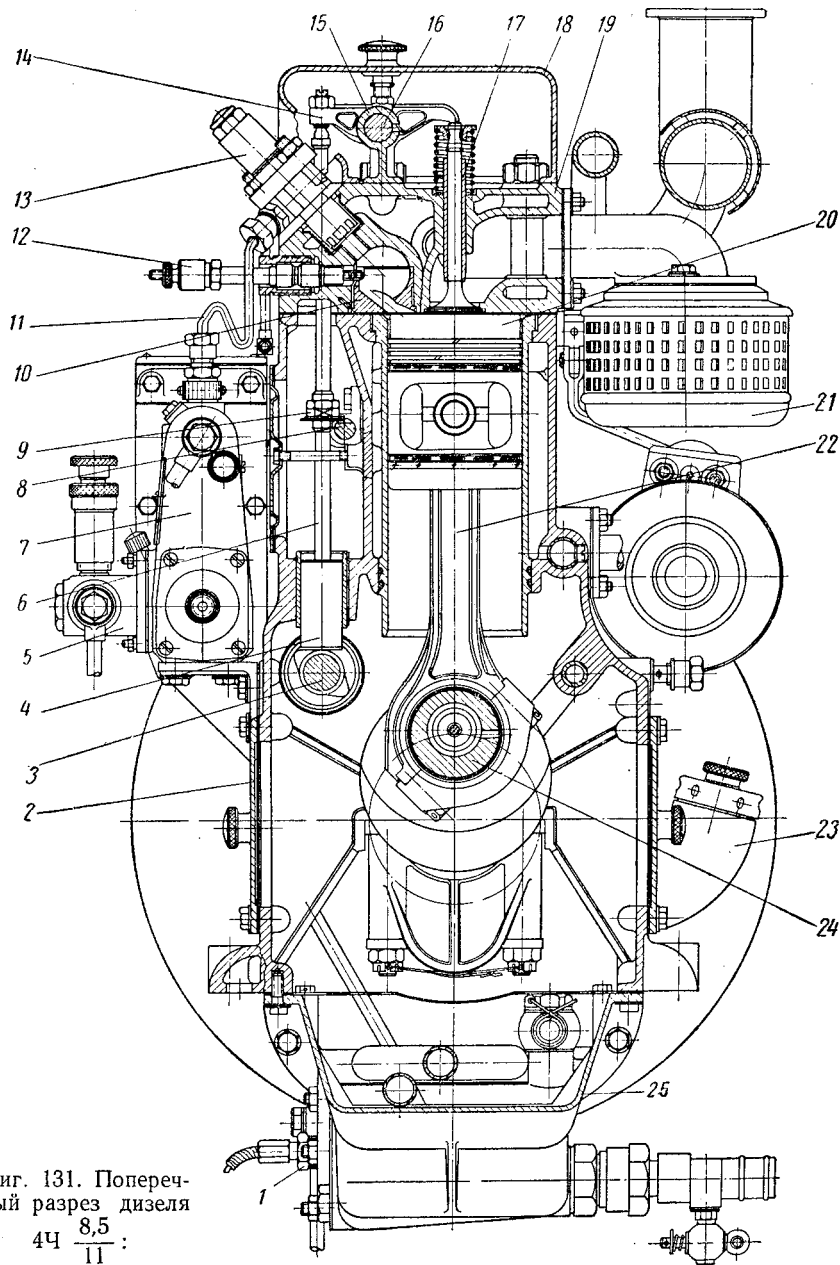
Коромысла клапанов смазываются при помощи фитилей, помещенных в масляные ванночки.

Система охлаждения дизелей $2Ч \frac{8,5}{II}$ состоит из водяной рубашки блока, водяной полости крышки цилиндров, водяного насоса 2 вихревого типа и водяных трубопроводов.

Вода из водяного насоса 2 поступает в нижнюю часть водяной рубашки цилиндра, а из нее по перепускным отверстиям в крышку цилиндров. Из крышки цилиндров нагретая вода проходит через термостат в радиатор, охлаждается и затем вновь поступает к водяному насосу.

Дизель $2Ч \frac{8,5}{II}$ имеет двойную систему пуска: ручную, при помощи заводной рукоятки, и электростартером. Пуск дизеля вручную является резервным. Для ручного пуска дизеля храповик заводной рукоятки вводят в зацепление с храповиком, расположенным на конце распределительного вала. Для пуска электростартером зубчатый венец на маховике дизеля входит в зацепление с шестерней стартера. Питание стартера электроэнергией происходит от аккумуляторной батареи. Зарядка батареи производится при помощи зарядного генератора, приводимого в движение той же клиноременной передачей, что и вентилятор.

Четырехцилиндровые дизели $4Ч \frac{8,5}{II}$ (фиг. 131 и 132) отличаются от двухцилиндровых дизелей некоторыми конструктивными особенностями. У четырехцилиндровых дизелей блок-картер не туннельного типа, а с горизонтальным разъемом в нижней части. Коренные подшипники коленчатого вала скользящего типа со стальными вкладышами, залитыми свинцовистой бронзой. Шейки вала опираются на подвески (крышки подшипников), которые крепятся к блок-картеру шпильками.

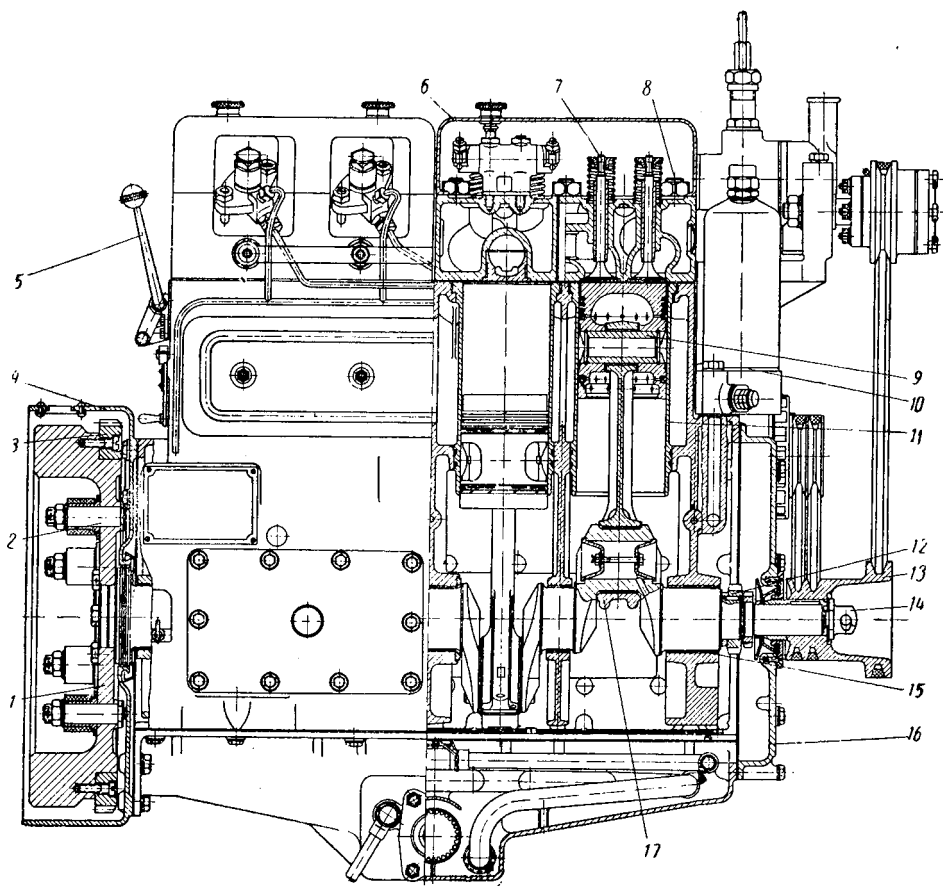


Фиг. 131. Поперечный разрез дизеля

4ч $\frac{8,5}{11}$;

1 — штуцер масляного аэротермометра; 2 — крышка люка блок-картера; 3 — распределительный вал; 4 — толкатель; 5 — топливоподкачивающий насос; 6 — штанга толкателя; 7 — топливный насос; 8 — декомпрессионный вал; 9 — тарелка декомпрессионного устройства; 10 — вставка вихревой камеры; 11 — нагнетательная топливная труба; 12 — свеча накаливания; 13 — форсунка; 14 — коромысло; 15 — стойка коромысла; 16 — валик коромысла; 17 — направляющая клапана; 18 — колпак; 19 — крышка цилиндров; 20 — поршень; 21 — воздухоочиститель; 22 — шатун; 23 — сапун; 24 — коленчатый вал; 25 — поддон картера.

Коленчатый вал четырехцилиндрового дизеля имеет пять опор. Шатунные шейки вала полые и закрыты с обеих сторон заглушками. Места подвода масла к коренным шейкам и полости шатунных шеек



Фиг. 132. Продольный разрез дизеля 4Ч $\frac{8,5}{11}$:

1 — маховик; 2 — палец муфты; 3 — зубчатый венец маховика; 4 — кожух маховика; 5 — рукоятка включения стартера; 6 — колпак; 7 — впускной клапан; 8 — шпилька крепления крышки цилиндра; 9 — поршневой палец; 10 — фильтр грубой очистки масла; 11 — втулка цилиндра; 12 — шестерня привода распределения; 13 — шкив привода агрегатов; 14 — хrapовик; 15 — вкладыш коренного подшипника; 16 — крышка агрегатов; 17 — крышка шатуна.

сообщаются между собой косыми масляными каналами. Масло из главной масляной магистрали в блок-картере поступает к коренным шейкам, а через них — в шатунные.

Топливный насос у дизеля 4Ч $\frac{8,5}{11}$ блочного типа, т. е. все четыре плунжера с гильзами расположены в общем корпусе.

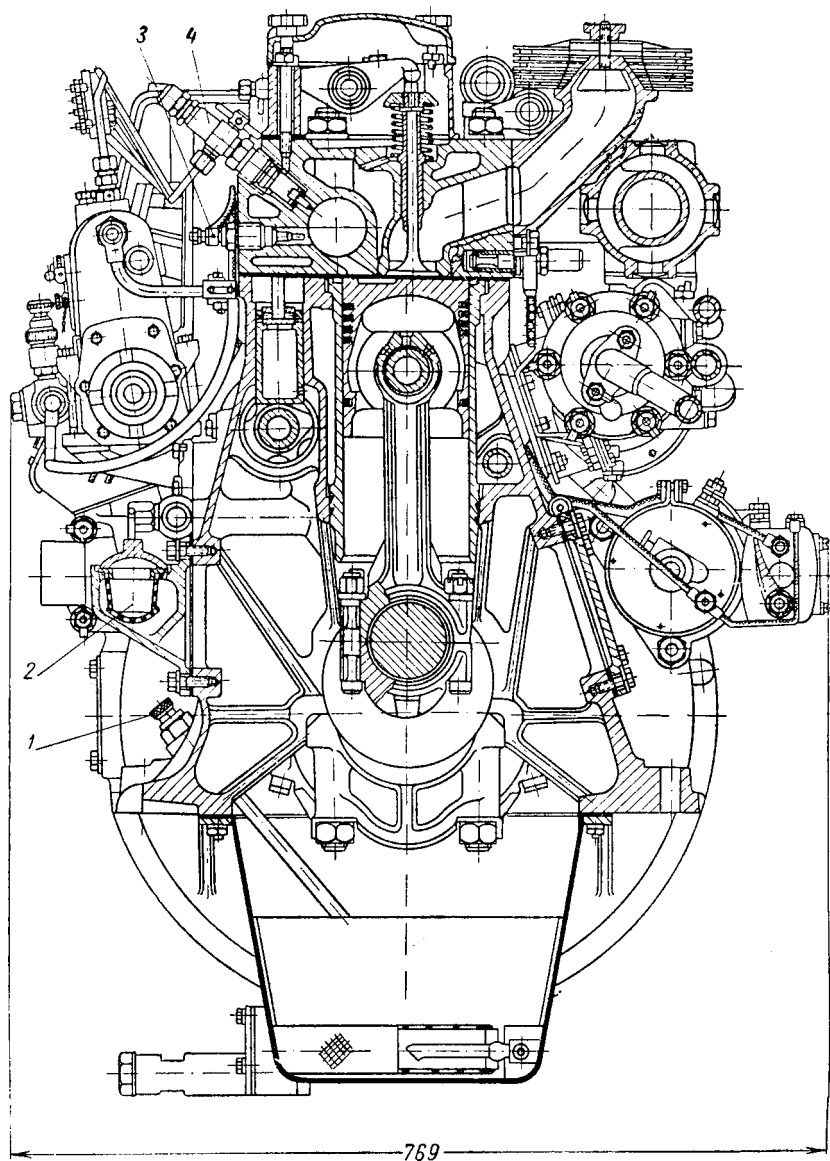
Система охлаждения дизеля $4\text{Ч } \frac{8,5}{11}$ в основном такая же, как и система охлаждения дизеля $2\text{Ч } \frac{8,5}{11}$.

Конструкция следующего ряда дизелей большей размерности $\text{Ч } \frac{10,5}{13}$ мощностью 10 л. с. в одном цилиндре при 1500 об/мин в основном не отличается от конструкции дизелей ряда $\text{Ч } \frac{8,5}{11}$. Заводы-изготовители выпускают дизели $\text{Ч } \frac{10,5}{11}$ в одно-, двух- и четырехцилиндровом исполнении. Эти дизели применяются в качестве главных и вспомогательных двигателей на судах, а также на передвижных и стационарных электростанциях для привода насосов, компрессоров и для других целей.

Дизели $6\text{Ч } \frac{12}{14}$ мощностью 80 л. с. при 1500 об/мин (фиг. 133 и 134) имеют много общего в конструкции с дизелями $\text{Ч } \frac{10,5}{13}$ и $\text{Ч } \frac{8,5}{11}$.

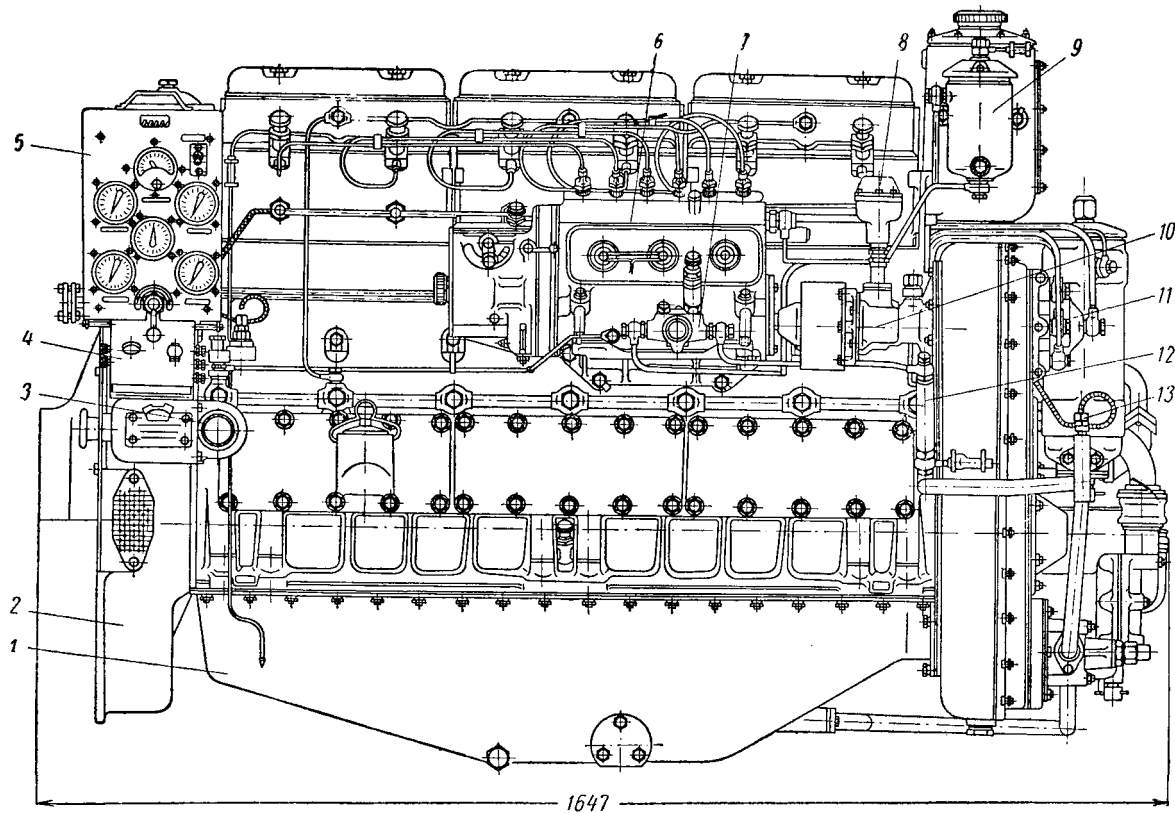
У дизелей $6\text{Ч } \frac{12}{14}$ также применена вихрекамерная система смесеобразования, остов выполнен в виде чугунного блок-картера, крышки общие для двух цилиндров, клапаны приводятся в движение от распределительного вала при помощи толкателей, штанг и коромысел. Вместе с тем у дизелей $6\text{Ч } \frac{12}{14}$ есть ряд существенных конструктивных особенностей, отличающих их от дизелей $\text{Ч } \frac{8,5}{11}$ и $\text{Ч } \frac{10,5}{13}$. К таким особенностям относится отсутствие неохлаждаемой вставки вихревой камеры, более простая и удобная в изготовлении форма блок-картера, наличие воздушной системы пуска помимо электростартера, более совершенная конструкция вспомогательных агрегатов (водяного и масляного насосов и пр.).

Тракторные дизели Д-35 или $4\text{Ч } \frac{10,5}{13}$ (фиг. 135 и 136) и Д-54 или $4\text{Ч } \frac{12,5}{15,2}$ (фиг. 137 и 138) по размерам и по основной конструктивной схеме близки к дизелям типа $\text{Ч } \frac{10,5}{13}$ и $6\text{Ч } \frac{12}{14}$. Одна из существенных особенностей дизелей Д-35 и Д-54, отличающих их от дизелей $\text{Ч } \frac{10,5}{13}$ и $6\text{Ч } \frac{12}{14}$, заключается в конструкции системы пуска. Большая часть отечественных тракторных дизелей оснащена пусковыми устройствами в виде небольших вспомогательных пусковых карбюраторных двигателей с электрическим зажиганием, работающих на бензине. Пусковой бензиновый двигатель одновременно представляет собой и подогревательное устройство, так как его система охлаждения сообщается с системой охлаждения основного двигателя (дизеля). После пуска вспомогательного двигателя вода в его рубашке нагре-



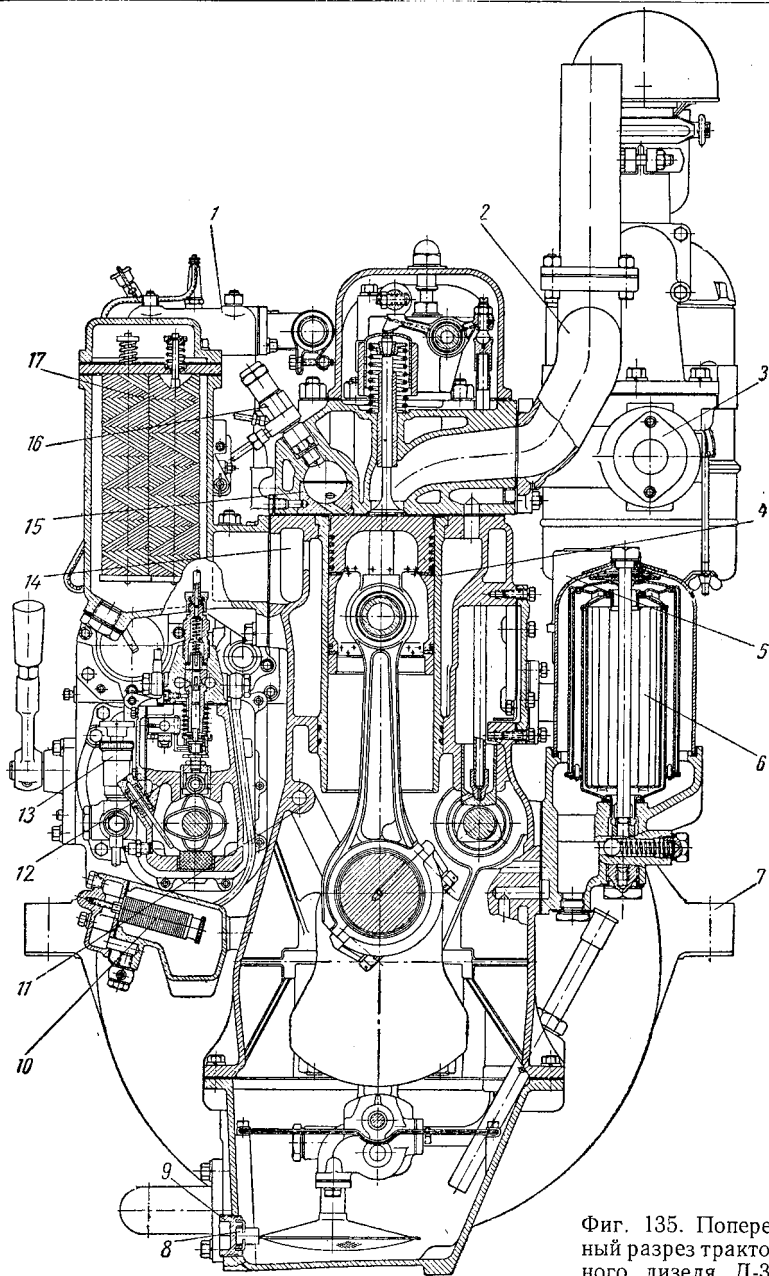
Фиг. 133. Поперечный разрез дизеля 6Ч $\frac{12}{14}$ (К-150):

1 — маслоуказатель; 2 — горловина для заливки масла; 3 — свеча накаливания;
4 — форсунка.



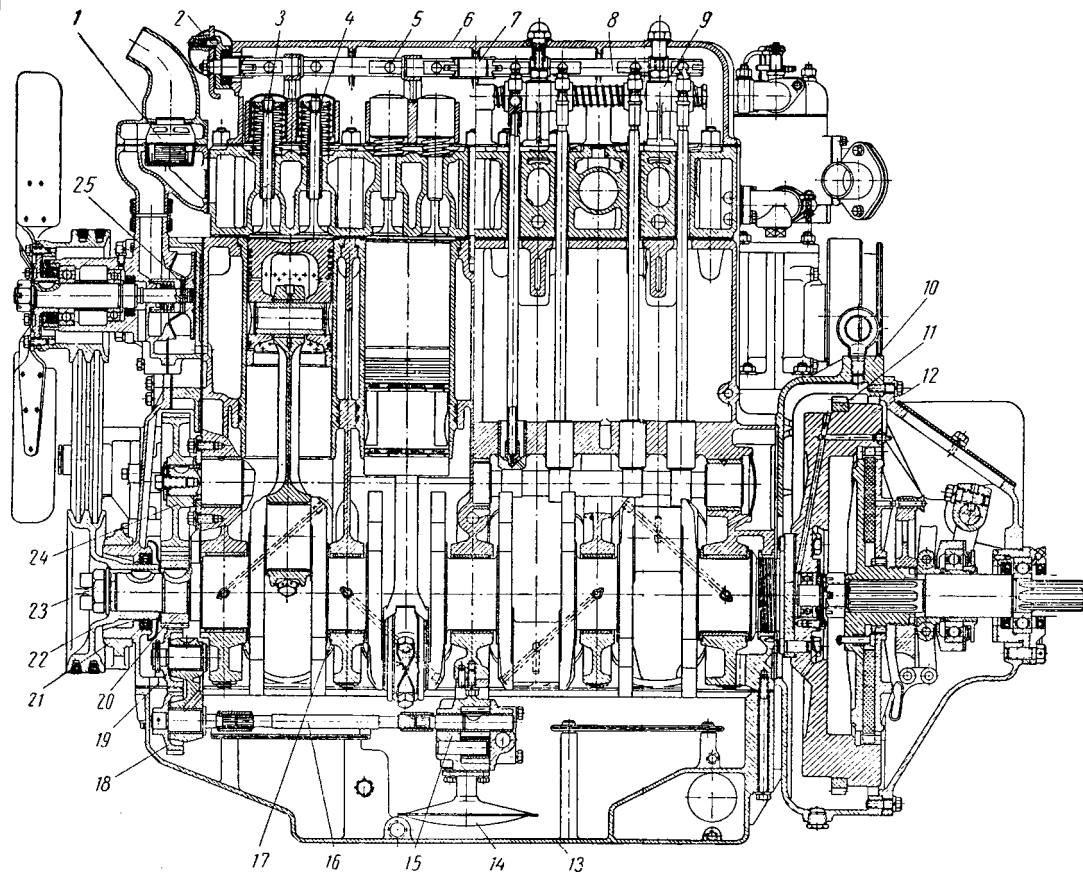
Фиг 134. Вид сбоку дизеля 6Ч $\frac{12}{14}$ (K-150):

1 — поддон; 2 — кожух маховика; 3 — механизм поворота коленчатого вала; 4 — коробка включения; 5 — щит контрольных приборов; 6 — топливный насос; 7 — топливоподкачивающий насос; 8 — датчик электротахометра; 9 — топливный фильтр тонкой очистки; 10 — привод топливного насоса; 11 — воздухораспределитель; 12 — топливный фильтр грубой очистки; 13 — приемник аэротермометра.



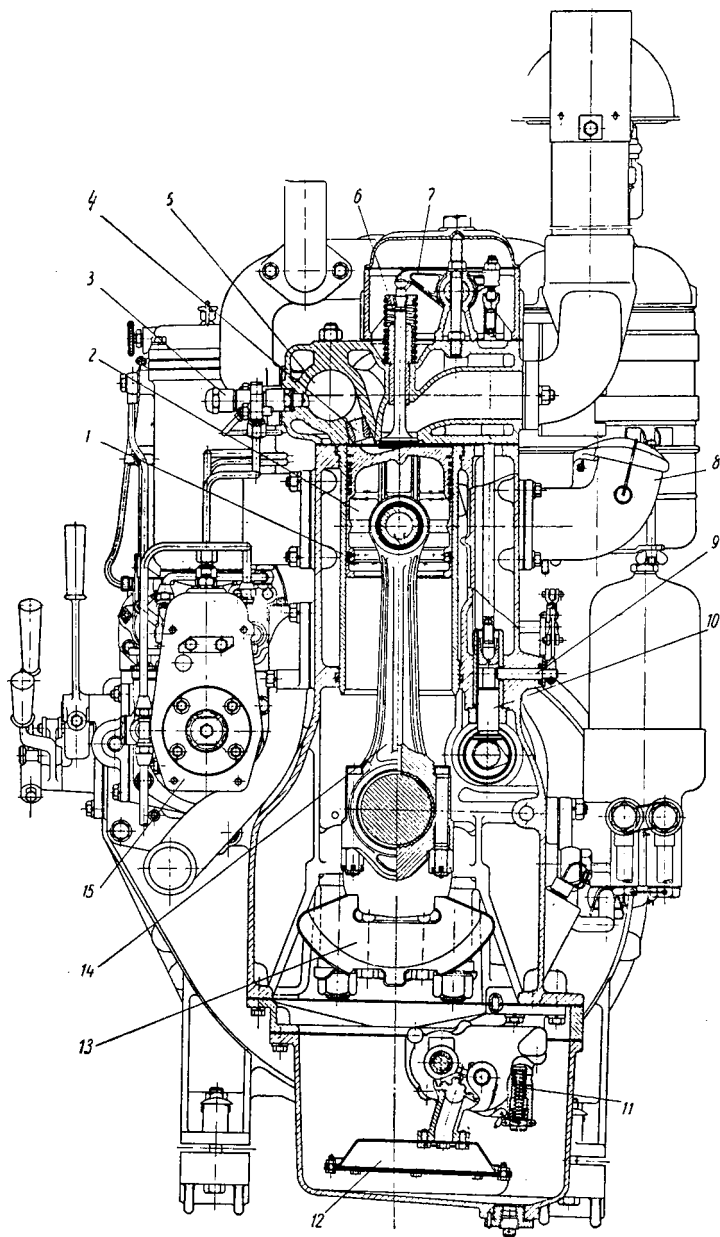
Фиг. 135. Поперечный разрез тракторного дизеля Д-35:

1 — пусковой двигатель; 2 — выпускной трубопровод; 3 — впускной трубопровод; 4 — втулка цилиндра; 5 — сапун; 6 — фильтр грубой очистки масла; 7 — задние опорные лапы; 8 — магнит; 9 — пробка спускного отверстия; 10 — фильтр грубой очистки топлива; 11 — главная масляная магистраль; 12 — топливный насос; 13 — топливоподкачивающий насос; 14 — водораспределительная камера; 15 — жароупорная вставка вихревой камеры; 16 — форсунка; 17 — фильтр тонкой очистки топлива.



Фиг. 136. Продольный
разрез дизеля Д-35:

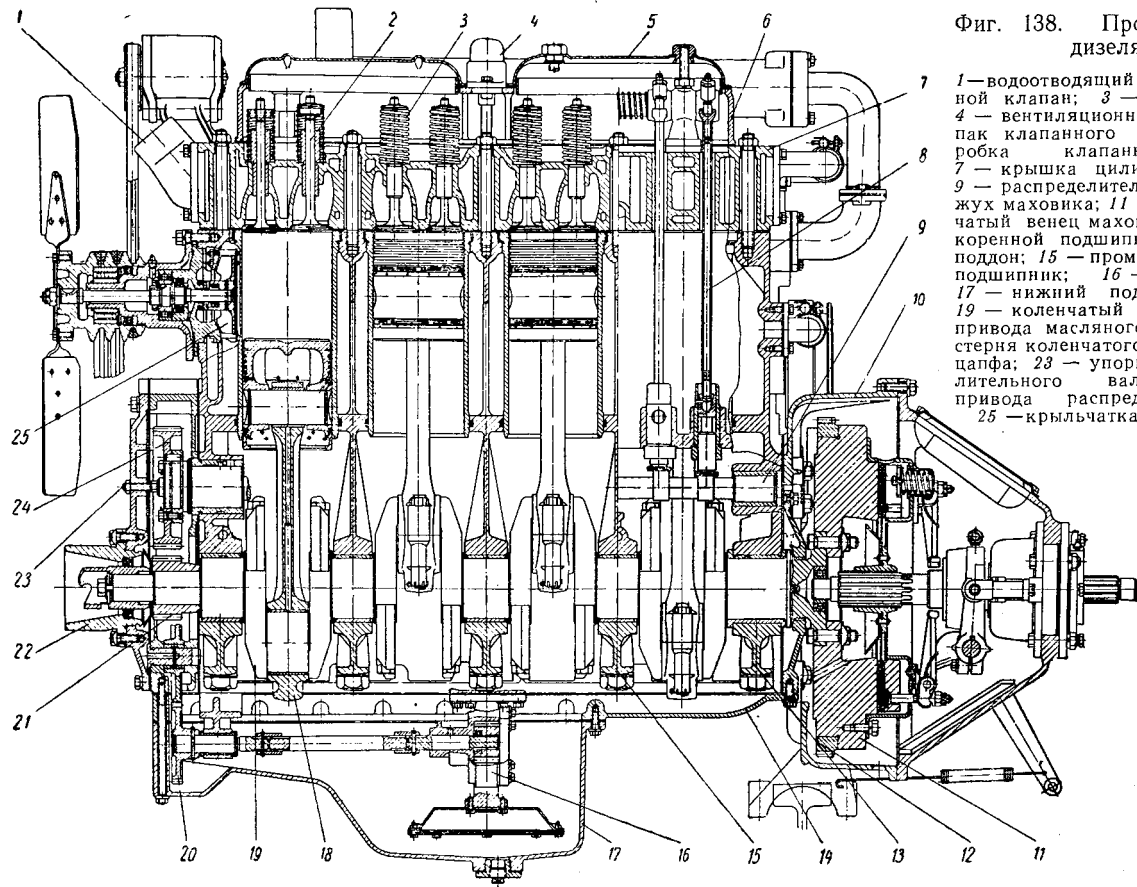
- 1 — термостат; 2 — рукоятка декомпрессора; 3 — выпускной клапан; 4 — впускной клапан; 5 — отжимной винт декомпрессора; 6 — колпак клапанного механизма; 7 — соединительная муфта вала декомпрессора; 8 — вал декомпрессора; 9 — стойка оси коромысел клапанов; 10 — картер маховика; 11 — зубчатый венец; 12 — маховик; 13 — поддон картера; 14 — маслосборник; 15 — масляный насос; 16 — вал привода масляного насоса; 17 — крышка коренного подшипника; 18 и 19 — шестерни привода масляного насоса; 20 — шестерня коленчатого вала; 21 — кронштейн передней опоры; 22 — шкив привода вентилятора и генератора; 23 — храповик; 24 — шестерня привода распределительного вала; 25 — водяной насос.



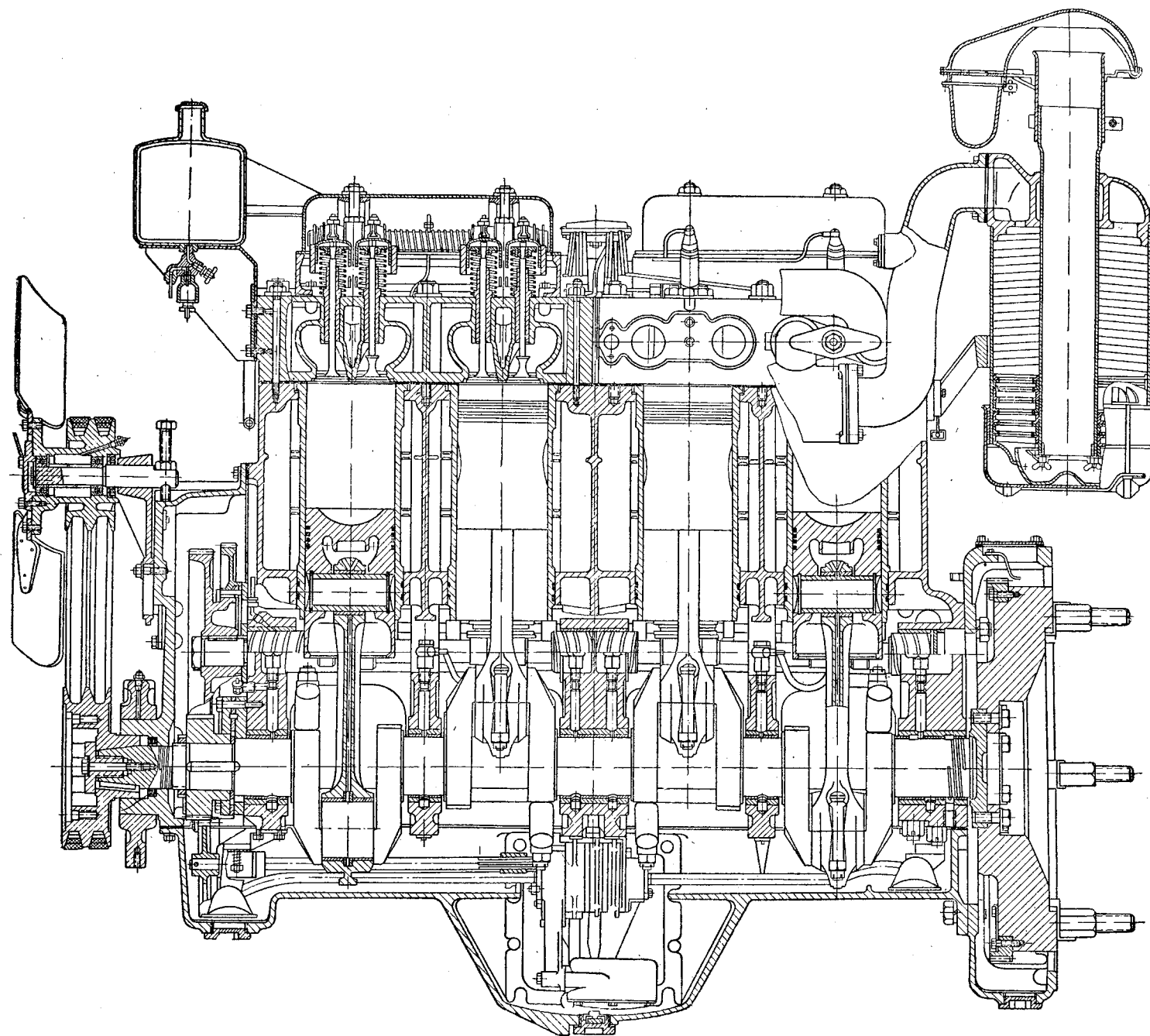
Фиг. 137. Поперечный разрез дизеля Д-54:

1 — втулка цилиндра; 2 — поршень; 3 — форсунка; 4 — диффузор вихревой камеры; 5 — вихревая камера; 6 — выпускной клапан; 7 — коромысло клапана; 8 — маслосливная горловина; 9 — палец декомпрессионного механизма; 10 — толкатель; 11 — редукционный клапан масляного насоса; 12 — маслосборник; 13 — противовес коленчатого вала; 14 — шатун; 15 — топливный насос.

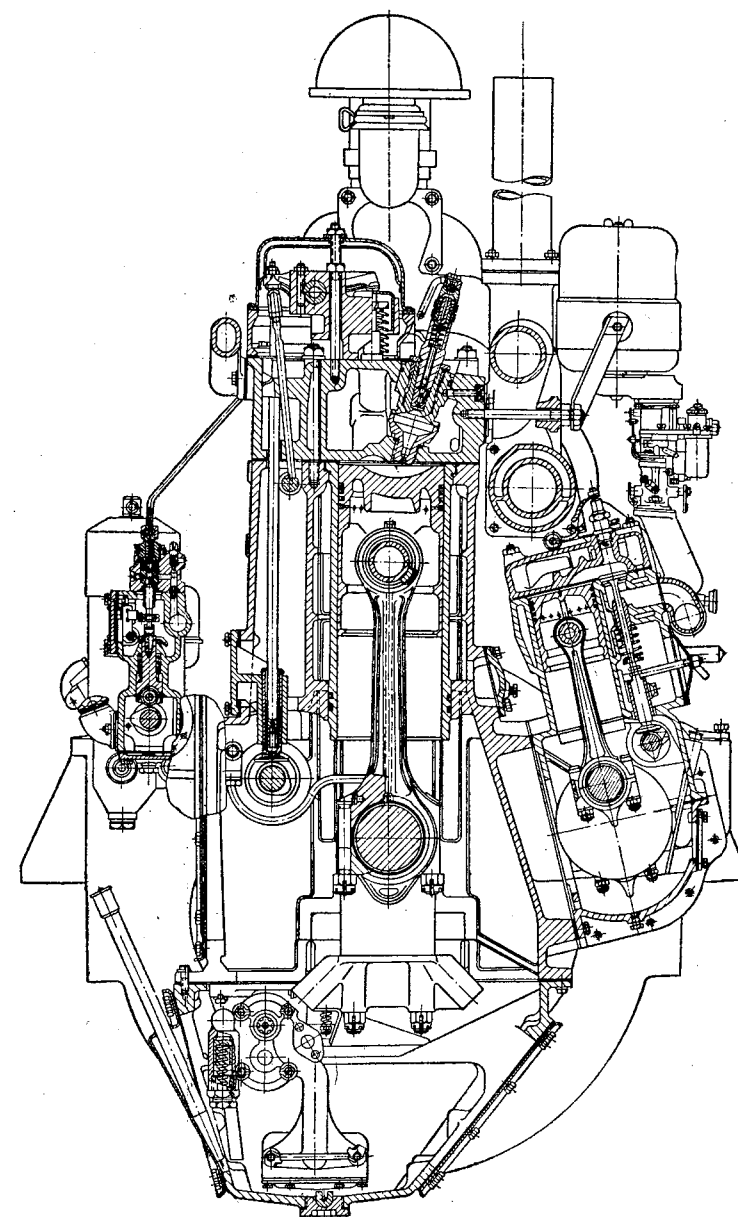
Фиг. 138. Продольный разрез
дизеля Д-54:



- 1 — водоотводящий патрубок; 2 — впускной клапан; 3 — пружина клапана; 4 — вентиляционный патрубок; 5 — колпак клапанного механизма; 6 — коробка клапанного механизма; 7 — крышка цилиндров; 8 — штанга; 9 — распределительный вал; 10 — кожух маховика; 11 — маховик; 12 — зубчатый венец маховика; 13 — упорный коренной подшипник; 14 — верхний поддон; 15 — промежуточный коренной подшипник; 16 — масляный насос; 17 — нижний поддон; 18 — шатун; 19 — коленчатый вал; 20 — шестерня привода масляного насоса; 21 — шестерня коленчатого вала; 22 — опорная цапфа; 23 — упорный винт распределительного вала; 24 — шестерня привода распределительного вала; 25 — крыльчатка водяного насоса.



а)



б)

Фиг. 139. Поперечный и продольный разрезы дизеля КДМ-46:
а — продольный разрез; б — поперечный разрез.

вается, начинает циркулировать в системе охлаждения дизеля и прогревает его.

Другие особенности дизелей Д-35 и Д-54 заключаются в конструкции воздухоочистителей, которые рассчитаны на большую запыленность засасываемого воздуха, в конструкции крепления дизеля к подмоторной раме и пр.

У тракторного четырехтактного четырехцилиндрового дизеля КДМ-46 или $4\text{Ч } \frac{14,5}{20,5}$ (фиг. 139) мощностью 93 л. с. при 1000 об/мин применена предкамерная система смесеобразования. Предкамера из жаростойкой стали вставлена наклонно в крышку цилиндра и омывается водой. Форсунка закрытого типа расположена вдоль оси предкамеры. Топливный насос блочный, но плунжерные пары, заключенные в отдельные насосные секции, могут быть заменены без снятия всего насоса с дизеля.

Остов дизеля КДМ-46 выполнен в виде литого чугунного блок-картера.

К блок-картеру крепятся крышки цилиндров, по одной на каждые два цилиндра. В крышках размещены предкамеры с форсунками и клапаны, по одному впускному и одному выпускному на цилиндр.

Пятиопорный штампованный коленчатый вал лежит на подвесках (крышках подшипников), которые крепятся к блок-картеру шпильками. На двух средних и двух крайних щеках вала установлены противовесы. Материал коленчатого вала хромистая сталь 45Г2. Шейки вала закалены токами высокой частоты на глубину 3,5—5,5 мм. Вкладыши коренных и шатунных подшипников коленчатого вала залиты баббитом БК2 (кальциевый баббит с содержанием олова 2%).

Поршни отлиты из вторичного алюминиевого сплава. Поршень имеет три верхних уплотнительных поршневых кольца и одно нижнее маслосъемное кольцо.

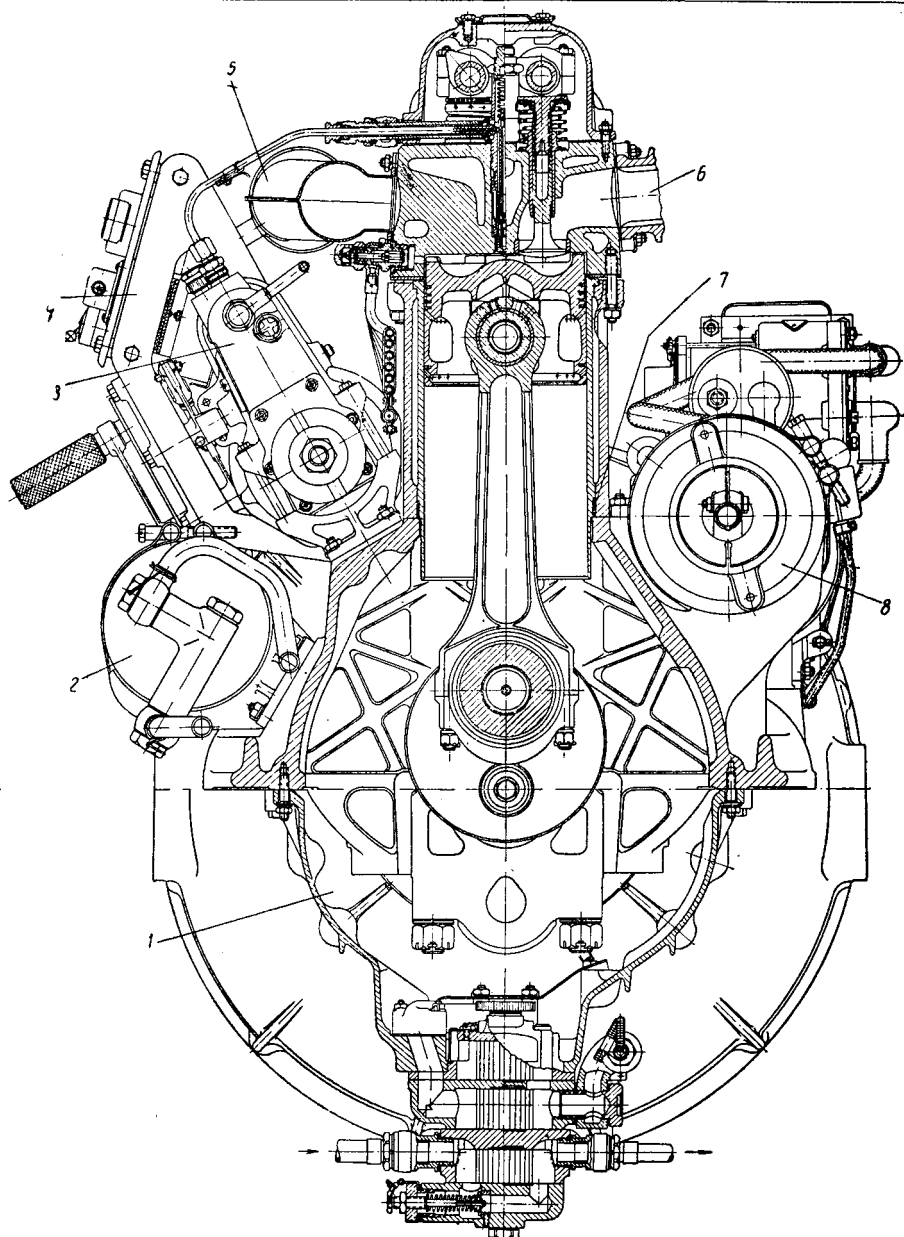
Пуск дизеля КДМ-46 производится при помощи бензинового карбюраторного двигателя с водяным охлаждением мощностью 17 л. с. при 2600 об/мин.

Дизели ряда Д6 (фиг. 140 и 141), Д12 (фиг. 142) и В2-300 мощностью 25 л. с. в одном цилиндре при 1500 об/мин существенно отличаются от описанных выше дизелей.

Дизели Д6 ($6\text{Ч } \frac{15}{18}$) шестицилиндровые, с вертикальным рядным расположением цилиндров, а дизели Д12 и В2-300 ($12\text{Ч } \frac{15}{18}$) двенадцатицилиндровые, с V-образным двухрядным расположением цилиндров и углом развала между цилиндрами 60°.

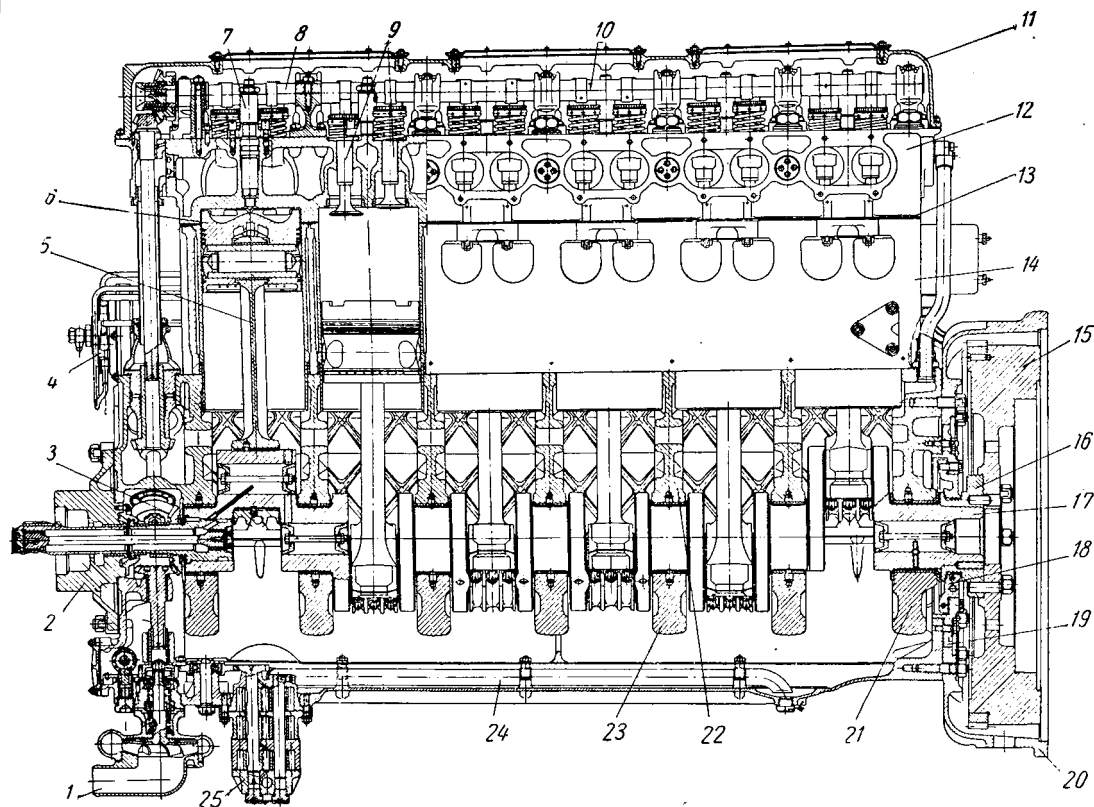
Для расширения области применения дизели Д6 и Д12 комплектуют различными навесными агрегатами в зависимости от назначения: вентилятором, фрикционной муфтой, реверс-редуктором и др.

У дизелей этого ряда применяется струйный способ смесеобразования, что дает возможность получить сравнительно низкий удельный



Фиг. 140. Поперечный разрез дизеля ДБ:

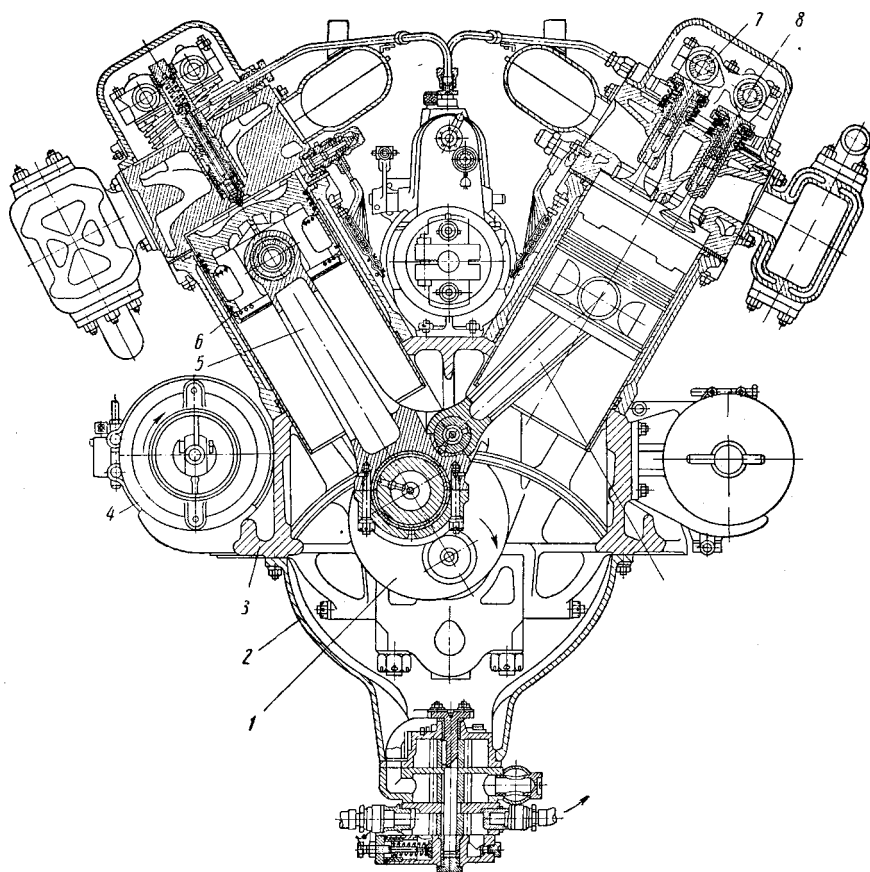
1 — нижний картер; 2 — масляный фильтр; 3 — топливный насос; 4 — щиток управления и контрольных приборов; 5 — впускной коллектор; 6 — выпускной коллектор; 7 — уплотнительные резиновые кольца втулки цилиндра; 8 — электростартер.



Фиг. 141. Продольный
разрез дизеля ДБ:

1 — водяной насос;
2 — передняя опора;
3 — коническая шестерня
передачи к газораспре-
делению и агрегатам;
4 — воздухораспреде-
литель; 5 — шатун; 6 — пор-
шень; 7 — форсунка;
8 — распределительный
вал впуска; 9 — клапан;
10 — распределительный
вал выпуска; 11 — кожух
клапанного механизма;
12 — крышка цилиндров;
13 — прокладка между
рубашкой и крышкой ци-
линдров; 14 — рубашка
цилиндров с цилиндри-
ческими втулками; 15 — ма-
ховик; 16 — фланец ко-
ленчатого вала; 17 — ко-
ленчатый вал; 18 — кор-
пус уплотнения; 19 — про-
ставка; 20 — кожух махо-
вика; 21 — крышка (под-
веска) упорного ко-
ренного подшипника;
22 — верхний картер;
23 — крышка (подвеска)
коренного подшипника;
24 — маслоотсасывающая
труба; 25 — масляный
насос.

расход топлива и хорошие пусковые качества. Камера сгорания образована выемкой в поршне более глубокой по краям и с выступом в центральной части. Такая форма камеры сгорания соответствует форме струй топлива, которое впрыскивается через форсунку с семью отверстиями диаметром 0,25 мм.



Фиг. 142. Поперечный разрез дизеля Д12:

1 — коленчатый вал; 2 — нижний картер; 3 — верхний картер; 4 — зарядный генератор; 5 — главный шатун; 6 — поршень; 7 — распределительный вал впуска; 8 — распределительный вал выпуска; 9 — прицепной шатун.

Остов дизелей Д6, Д12 и В2-300 состоит из картера, отдельных блоков (фиг. 25) и крышек цилиндров (фиг. 29).

У дизелей Д6 к верхней части картера анкерными шпильками крепится вертикально расположенный блок цилиндров, а у дизелей Д12 и В2-300 — два наклонно расположенных блока цилиндров.

Коленчатые валы у дизелей Д6 и Д12 одинаковые (фиг. 38). Они изготавливаются штамповкой из легированной высокопрочной стали

18ХНВА. На торце вала расположен фланец, к которому крепится болтами маховик. Коренных шеек семь. Шейки вала круглой формы со скосами только со стороны кривошипов. Коренные и шатунные шейки полые. Полости шеек с обеих сторон закрыты заглушками из алюминиевого сплава, которые стянуты шпильками. Коленчатый вал служит главной масляной магистралью. Масло подводится к валу со свободного торца.

Проходя вдоль вала через шатунные и коренные шейки, масло очищается центрифугированием, т. е. твердые частицы механических примесей отбрасываются центробежной силой к наружному краю полости шейки, а очищенное масло через трубки и отверстия в шейках подводится к подшипникам. Шатунные и коренные подшипники имеют стальные вкладыши с заливкой свинцовистой бронзой. У дизелей В2-300 носок вала заканчивается не фланцем, а шлицами. На носок надевается муфта, при помощи которой дизель соединяется с приводным механизмом.

Шатуны дизеля Д6 изготавливают штамповкой из легированной стали. Крышка нижней головки шатуна крепится к стержню при помощи шести шпилек или у дизелей более поздних выпусков при помощи клинового замка. Клиновой замок (фиг. 37) представляет собой два конических штифта, которые входят в отверстия крышки и стержня шатуна в поперечном направлении, создавая напряженное соединение. Соединение такого типа очень надежно в работе и дает возможность уменьшить вес шатуна.

Поршень дизелей Д6, Д12 и В2-300, штампованный из алюминиевого сплава АК-4. Поршневых колец пять, два верхних — уплотнительные цилиндрические и три нижних — маслосъемные конические.

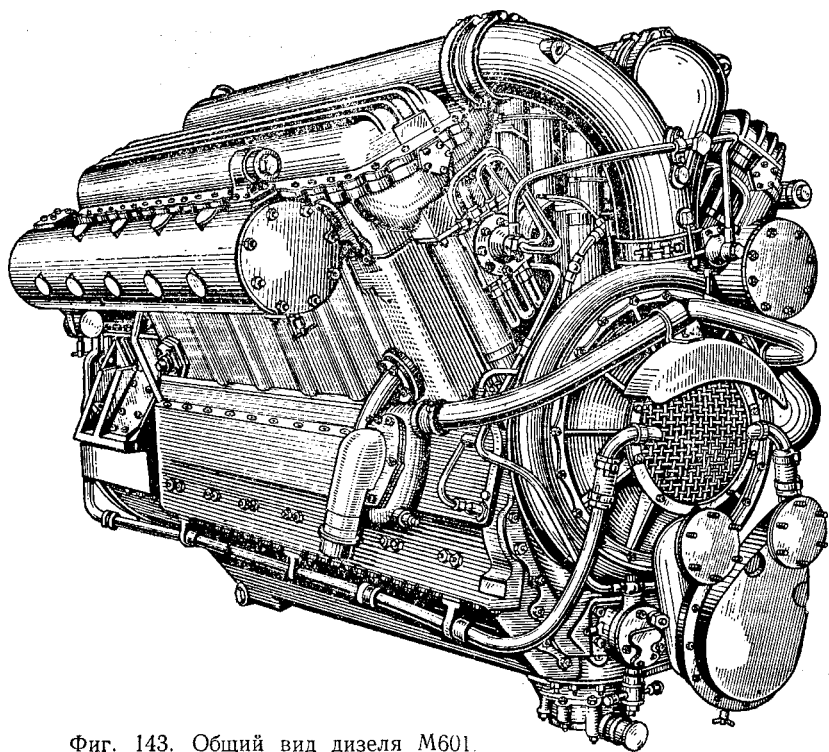
Поршневой палец плавающего типа изготовлен из легированной стали. Палец удерживается от осевых перемещений грибообразными заглушками из сплава АК-1.

Механизм газораспределения дизелей Д6, Д12 и В2-300 имеет существенные характерные особенности. Чтобы уменьшить скорость газов в клапанах и улучшить наполнение цилиндра, на каждом цилиндре расположены четыре клапана (два впускных и два выпускных).

Клапаны приводятся в движение непосредственно кулачками верхних распределительных валиков. Передача движения от коленчатого вала к распределительным валикам осуществляется при помощи вертикальных и наклонных валиков, конических и цилиндрических шестерен (фиг. 48).

Пуск дизелей этого ряда производится электростартером (фиг. 106) или сжатым воздухом. Стартер питается электрическим током от аккумуляторных батарей. Для зарядки батарей на дизелях установлен зарядный генератор. Электрическая система пуска дизеля является основной. Пуск сжатым воздухом является резервным на случай разрядки аккумуляторных батарей.

Быстроходные двенадцатицилиндровые четырехтактные дизели М601 ($12\text{CH}_{\frac{18}{20}}$) (фиг. 143 и 144) применяются для привода грязевых насосов нефтебуровых установок, на маневровых тепловозах, на легких судах типа «Ракета» с подводными крыльями. Мощность дизе-

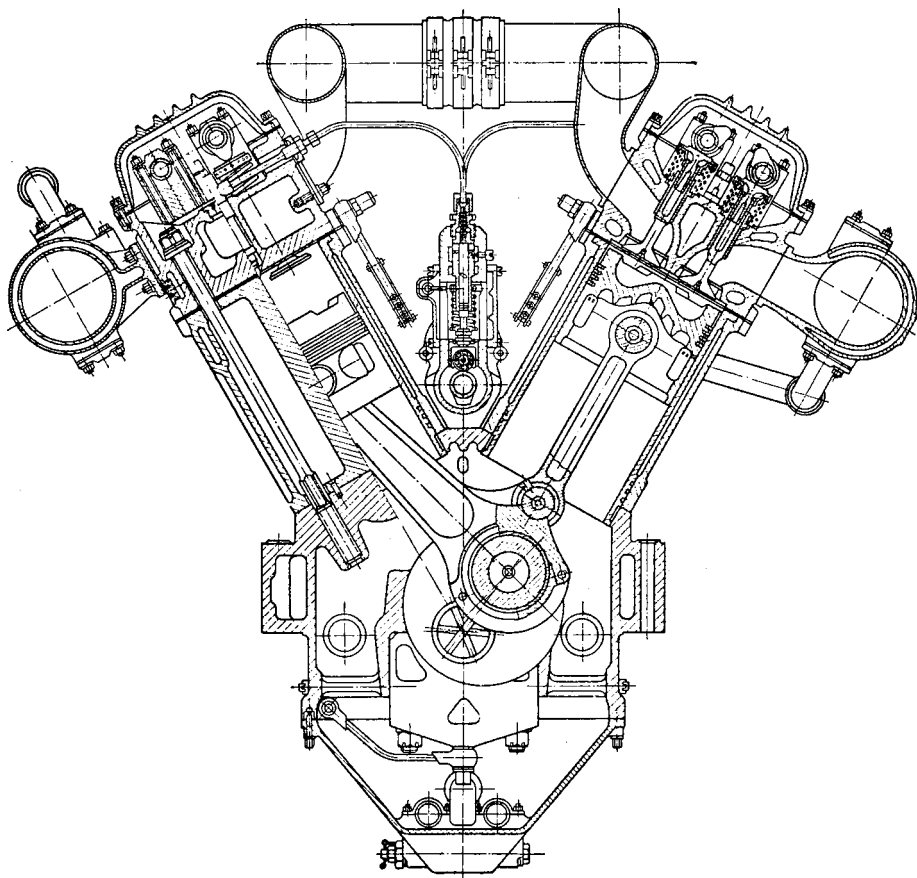


Фиг. 143. Общий вид дизеля М601.

лей М601 составляет 700—750 л. с. при 1400—1500 об/мин. Они имеют малый удельный вес и достаточно высокую экономичность. Основное отличие этих дизелей от описанных выше заключается в использовании наддува при помощи приводного центробежного компрессора. Компрессор дизеля М601 (фиг. 97) приводится в движение от коленчатого вала шестеренчатой передачей с передаточным отношением $i = 10,875$.

Остальные конструктивные особенности дизелей ряда М601 (струйное смесеобразование, четыре клапана на цилиндр, блочные крышки на весь ряд цилиндров и отдельные рубашки (блоки), притянутые к картеру анкерными шпильками, сочлененные шатуны) подобны конструктивным особенностям описанных выше дизелей Д12 и В2-300.

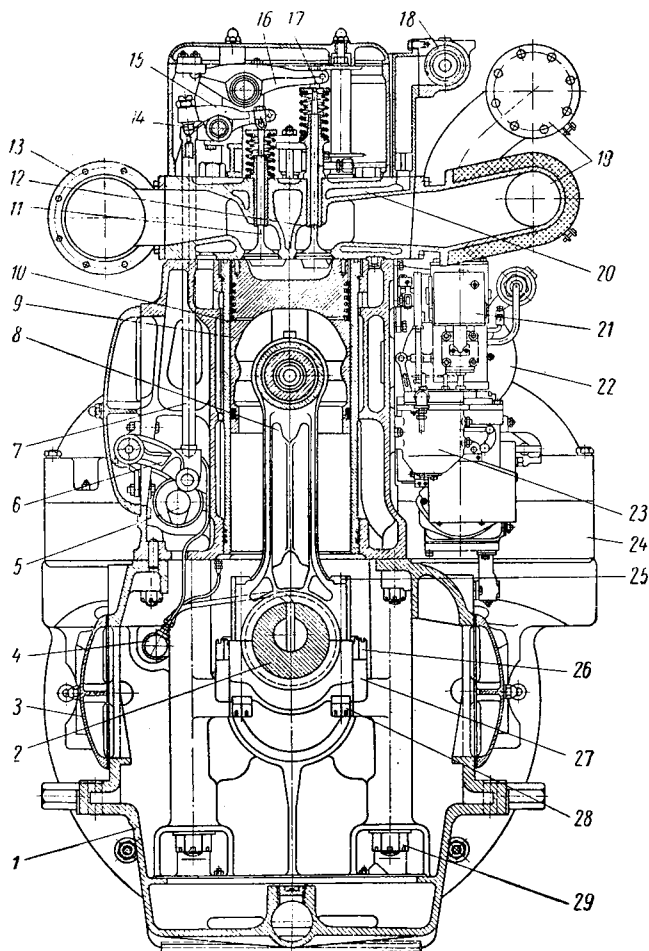
В группу быстроходных четырехтактных дизелей входят также дизели ряда Ч $\frac{23}{30}$ (фиг. 145). Их выпускают в шести- и восьмицилиндровом исполнении. Мощность дизелей этого ряда 75 л. с. в одном



Фиг. 144. Поперечный разрез дизеля М601.

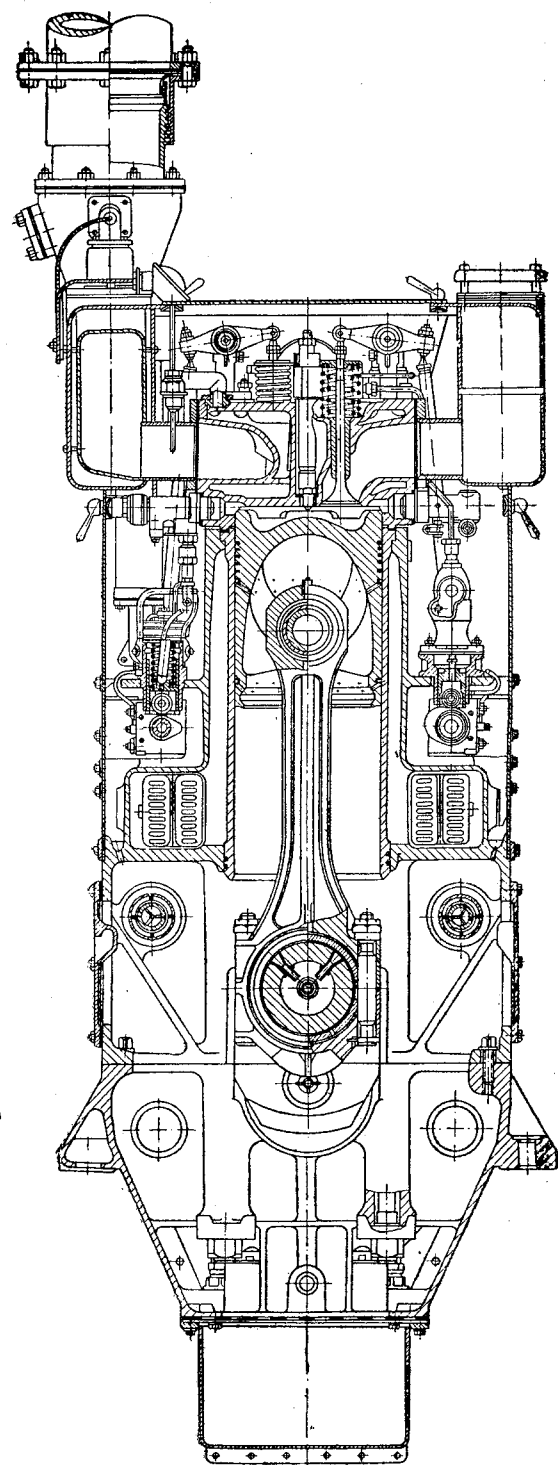
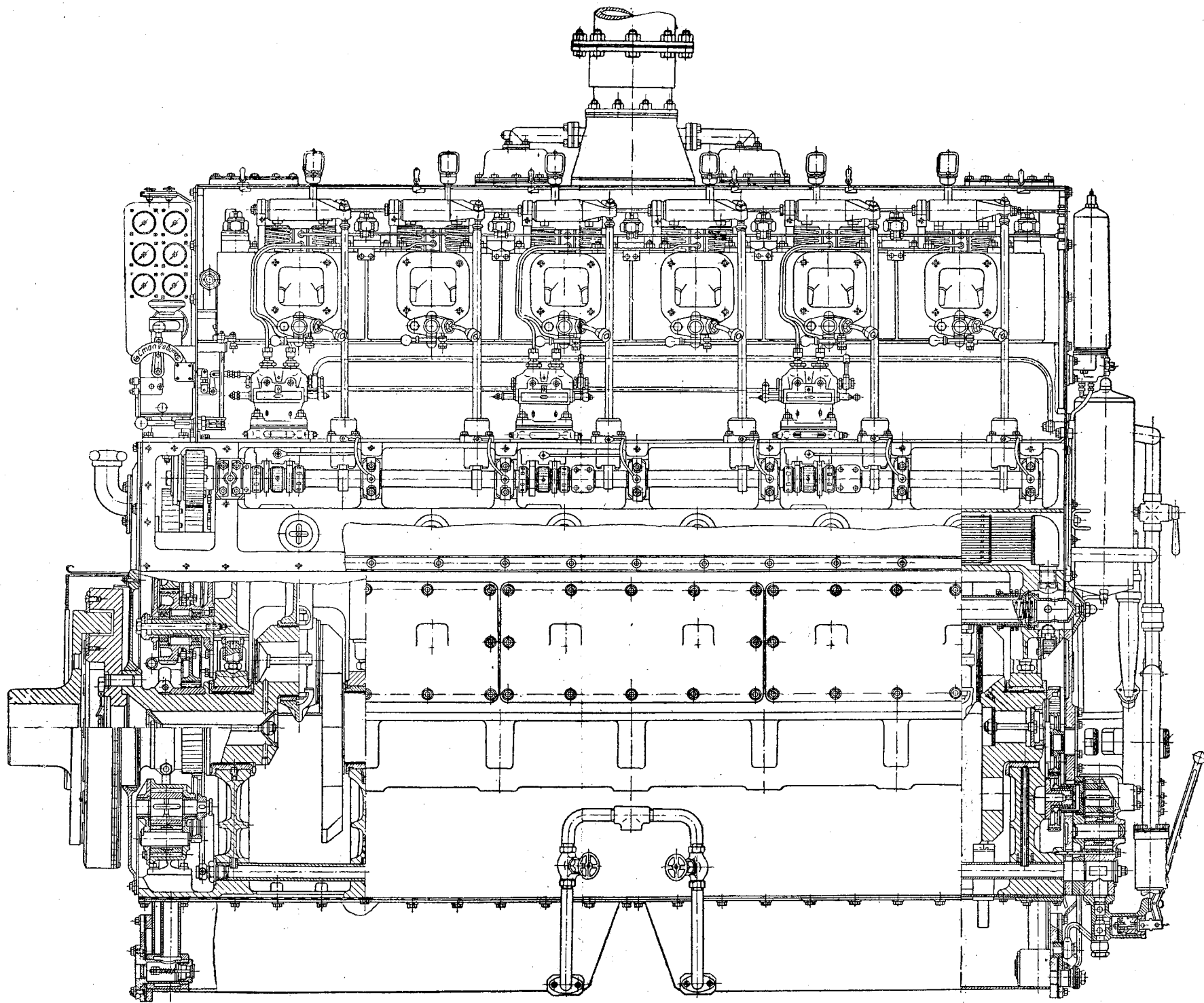
цилиндре при 1000 об/мин, т. е. 450 л. с. у шестицилиндрового двигателя и 600 л. с. у восьмицилиндрового. При 750 об/мин мощность снижается у шестицилиндрового дизеля до 340 л. с., а у восьмицилиндрового до 450 л. с. Дизели ряда Ч $\frac{23}{30}$ предназначены в основном для использования на судовых установках в качестве главных и вспомогательных двигателей.

К быстроходным четырехтактным дизелям относятся также дизели Д50 или 6ЧН $\frac{31,8}{33}$ (фиг. 146 и 147) мощностью 1000 л. с.

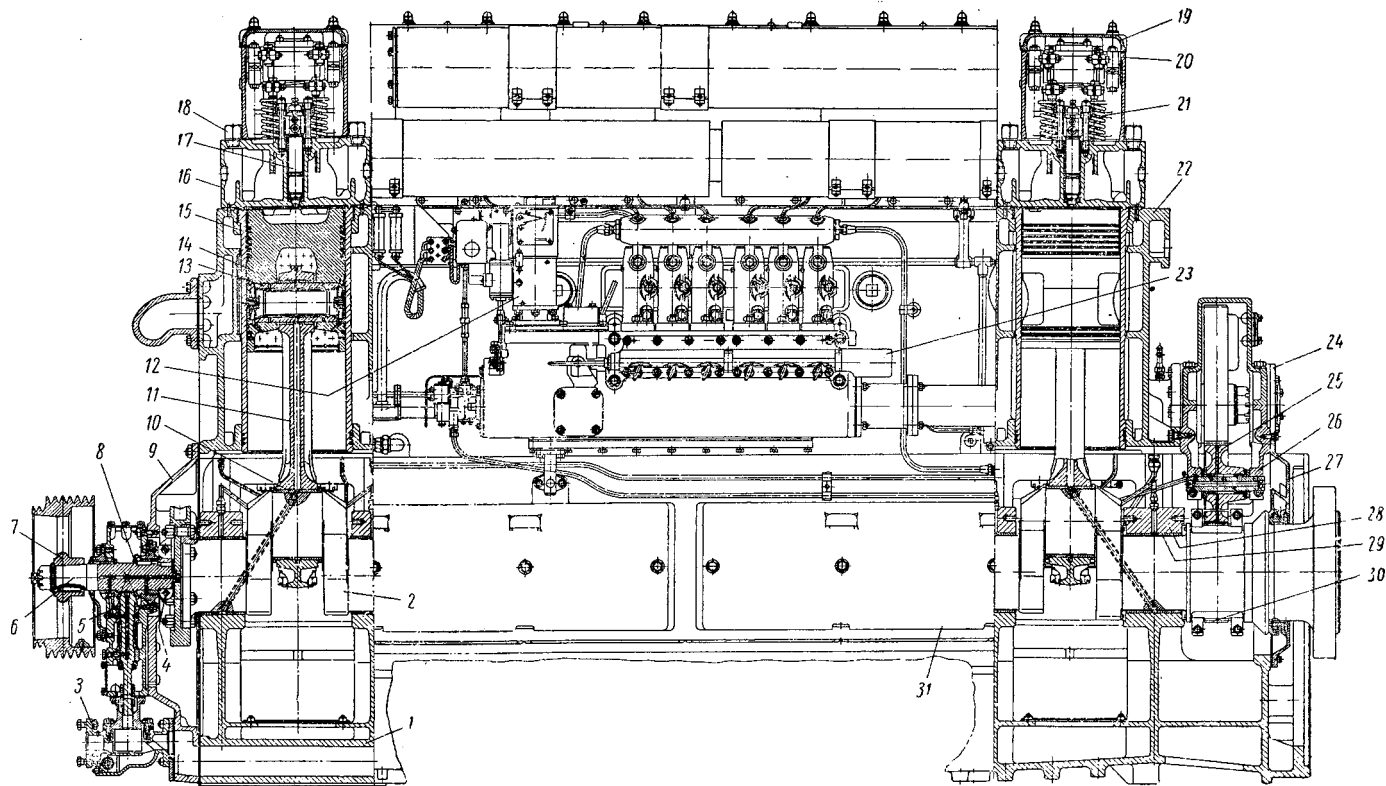


Фиг. 146. Поперечный разрез дизеля Д50:

1 — рама дизеля; 2 — коленчатый вал; 3 — крышка смотрового люка рамы дизеля; 4 — масляная магистраль; 5 — распределительный вал; 6 — рычаг толкателя; 7 — штанга толкателя; 8 — шатун; 9 — поршень; 10 — цилиндровая втулка; 11 — впускной клапан; 12 — выпускной клапан; 13 — наддувочный ресивер; 14 — регулировочный винт; 15 — рычаг впуска; 16 — рычаг выпуска; 17 — ударник; 18 — водяной коллектор; 19 — выпускные коллекторы; 20 — крышка цилиндра; 21 — регулятор числа оборотов; 22 — водяной насос; 23 — топливный фильтр; 24 — опора; 25 — шатунный болт; 26 — гайка крепления крышки коренного подшипника; 27 — корпус уплотнения коленчатого вала; 28 — гайка шатунного болта; 29 — гайка анкерной шпильки.



Фиг. 145. Поперечный разрез и вид со стороны поста управления дизеля 6Ч $\frac{23}{30}$.



Фиг. 147. Продольный разрез дизеля Д-50:

1 — рама дизеля; 2 — коленчатый вал; 3 — масляный насос; 4 — поводок привода к масляному насосу; 5 — ведомая шестерня привода к масляному насосу; 6 — горизонтальный вал привода (вентилятора — для тепловозов или тахометра — для судов); 7 — шкив (для тепловозов); 8 — ведущая шестерня привода к масляному насосу; 9 — корпус привода масляного насоса; 10 — шатунный вкладыш; 11 — шатун; 12 — регулятор числа оборотов; 13 — поршневой палец; 14 — поршень; 15 — цилиндрическая втулка; 16 — крышка цилиндров; 17 — форсунка; 18 — гайка силовой шпильки крепления крышки цилиндра; 19 — крышка корпуса привода клапанов; 20 — корпус привода клапанов; 21 — пружины клапанов; 22 — блок цилиндров; 23 — топливный насос; 24 — опора; 25 — промежуточная шестерня; 26 — корпус привода распределительных шестерен; 27 — корпус уплотнения коленчатого вала; 28 — крышка коренного подшипника; 29 — вкладыш коренного подшипника; 30 — шестерня коленчатого вала; 31 — крышка смотрового люка рамы дизеля.

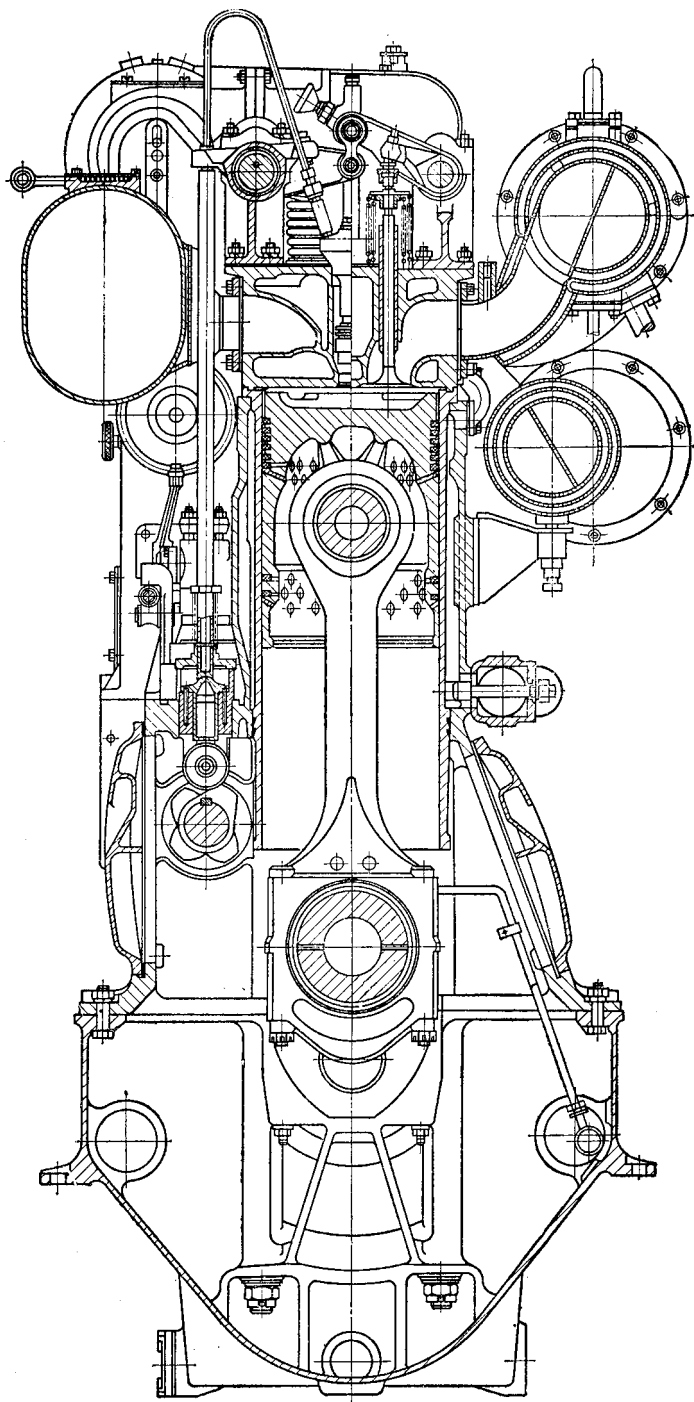
при 740 об/мин, устанавливаемые на тепловозах и дизель-электроходах (теплоходах с электрической передачей к гребному винту). Конструктивные особенности дизелей Д50: струйное смесеобразование с камерой сгорания в виде углубления в алюминиевом литом поршне; отдельные литые чугунные рама, блок цилиндров и индивидуальные крышки; штампованные шатуны со стержнем двутаврового сечения; четыре клапана на каждый цилиндр; привод клапанов от нижних распределительных валиков, при помощи рычагов, заменяющих толкатели, штанг и коромысел. Топливный насос блочного типа установлен на кронштейне, отлитом заодно с блоком цилиндров. Интересной особенностью дизеля Д50 является наддув при помощи турбокомпрессора. Пуск дизеля Д50 осуществляется при помощи главного генератора, работающего в этот момент как электродвигатель. Источником энергии является аккумуляторная батарея.

К быстроходным дизелям с турбонаддувом относится четырехтактный восьмицилиндровый дизель 9Д (фиг. 148 и 149), мощностью 1100 л. с. при 600 об/мин. Остов дизеля 9Д состоит из чугунной литой фундаментной рамы и чугунного блока цилиндров, стянутых анкерными связями. Бронзовые вкладыши коренных и шатунных подшипников коленчатого вала залиты свинцовистым баббитом. Поршни изготовлены из алюминиевого сплава. Подача топлива производится индивидуальными топливными насосами через закрытые форсунки. Пуск дизеля осуществляется сжатым воздухом. Турбокомпрессор установлен на торце дизеля со стороны фланца коленчатого вала. Здесь же расположена шестеренчатая передача к распределительному валу.

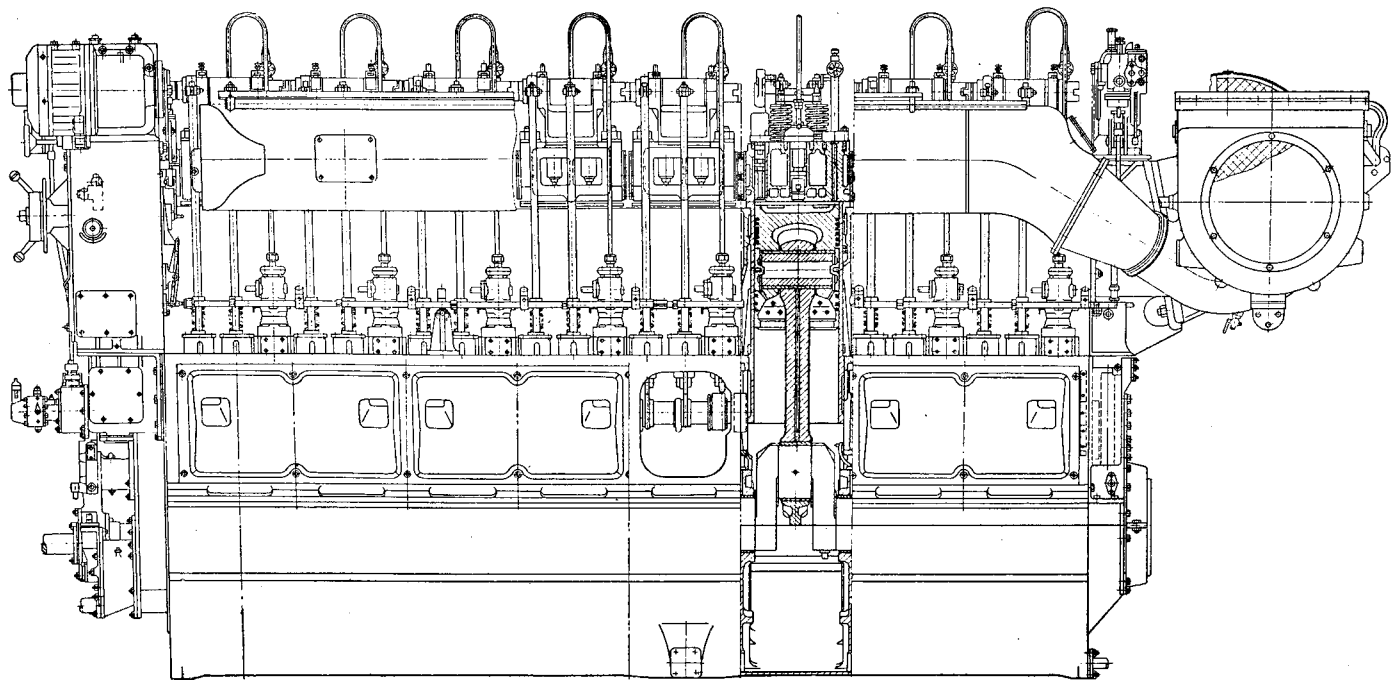
К ряду дизелей 9Д относится шестицилиндровый дизель 3ЗД с турбонаддувом, мощностью 900 л. с. при 675 об/мин.

Группа тихоходных четырехтактных дизелей средней мощности состоит из дизелей ряда Ч $\frac{25}{34}$ и Ч $\frac{36}{45}$ однотипной конструкции. Дизели 6ЧРП $\frac{25}{34}$ (фиг. 150 и 151) мощностью 300 л. с. при 500 об/мин предназначены главным образом для тех судовых силовых установок морского флота, от которых требуется большая надежность и длительный срок службы до капитального ремонта. Как и все тихоходные двигатели, дизели 6ЧРП $\frac{25}{34}$ имеют удельный вес и габаритные размеры, значительно большие, чем у быстроходных дизелей такой же мощности.

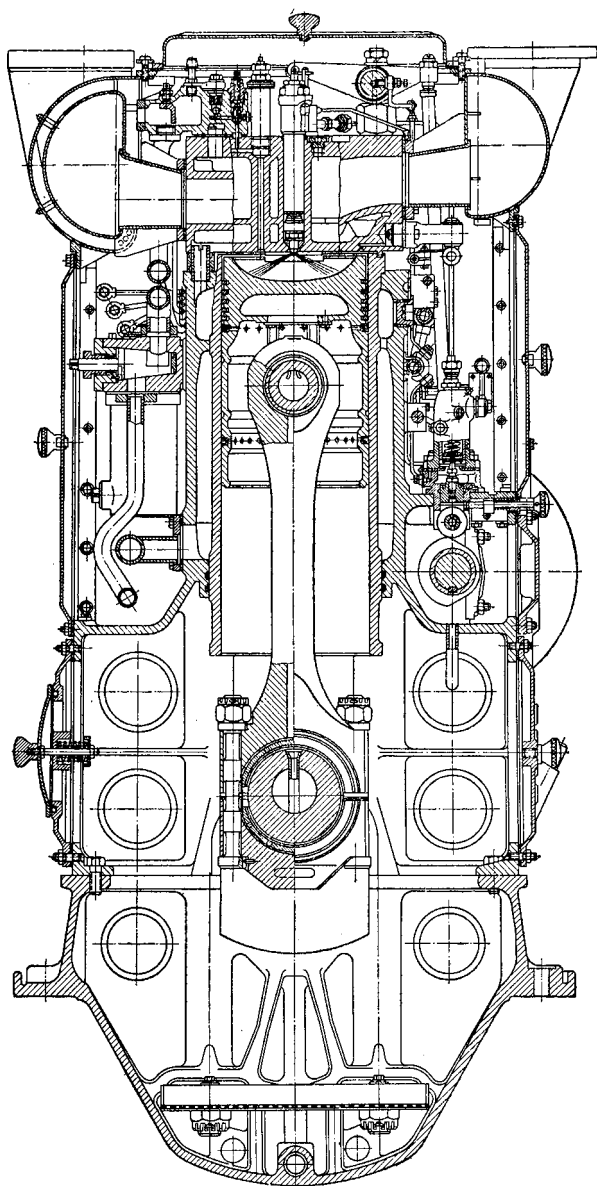
Дизель 6ЧРП $\frac{25}{34}$ имеет следующие конструктивные особенности: струйный способ смесеобразования с камерой в виде углубления в чугунном поршне; индивидуальные топливные насосы и многодырчатые закрытые форсунки; остов, имеющий чугунную фундаментную раму, блок цилиндров и индивидуальные крышки; шатун со съёмной нижней головкой; стальные вкладыши коренных и шатунных



Фиг. 148. Поперечный разрез дизеля 9Д.

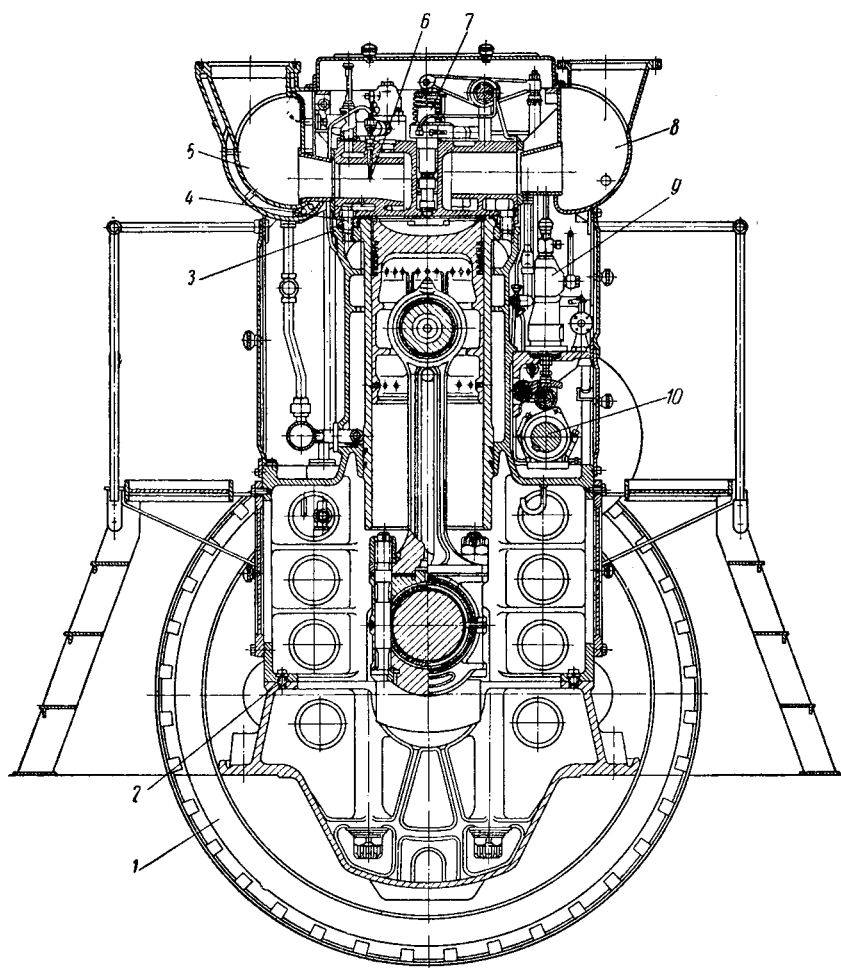


Фиг. 149. Продольный разрез дизеля 9Д.



Фиг. 150. Поперечный разрез дизеля 6ЧРП $\frac{25}{34}$.

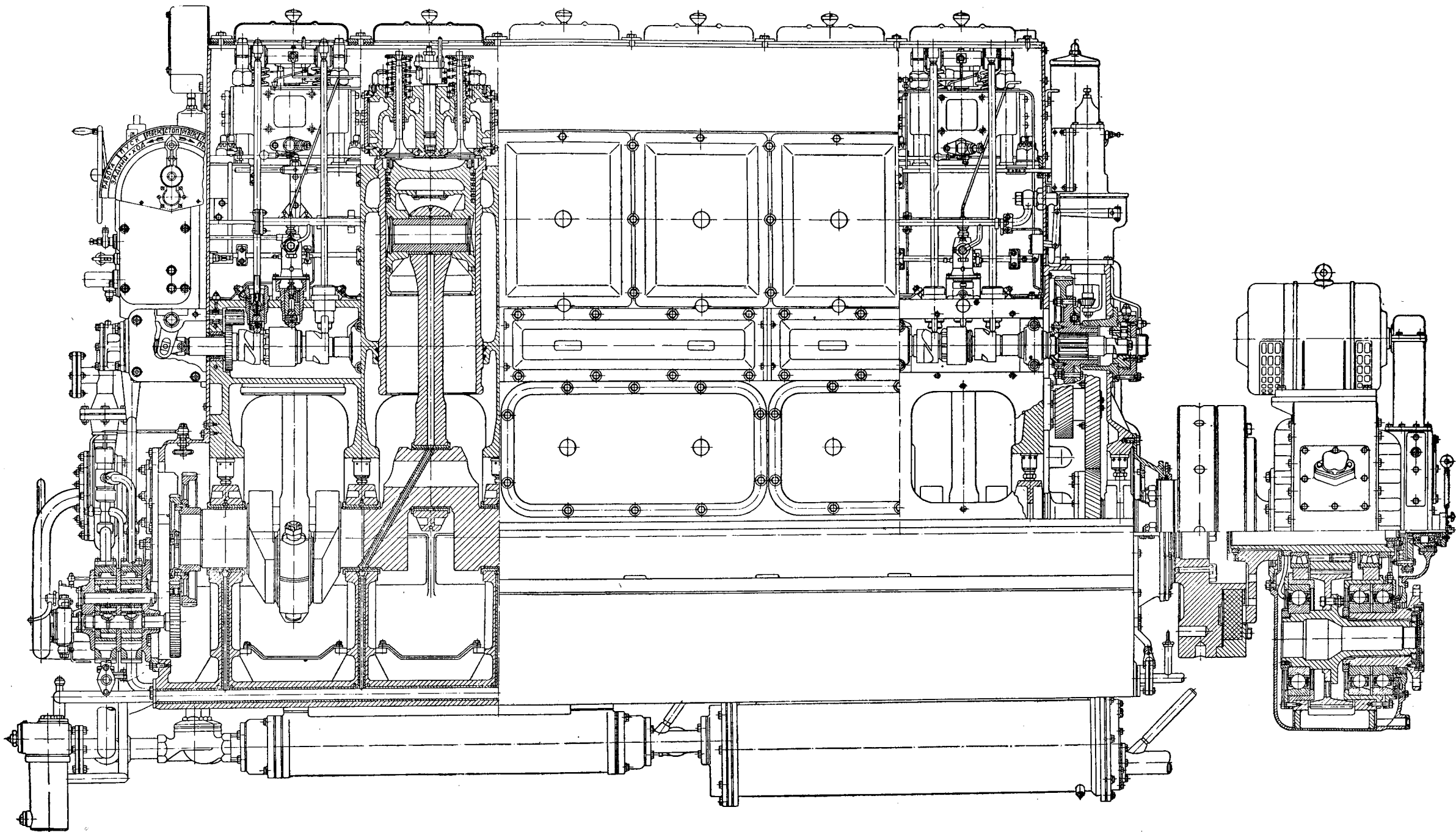
подшипников с заливкой баббитом; привод клапанов от нижнего распределительного вала при помощи толкателей, штанг и коромысел; пуск сжатым воздухом и др. Крепление крышек коренных подшипников выполнено в виде разжимного винта, упирающегося одним



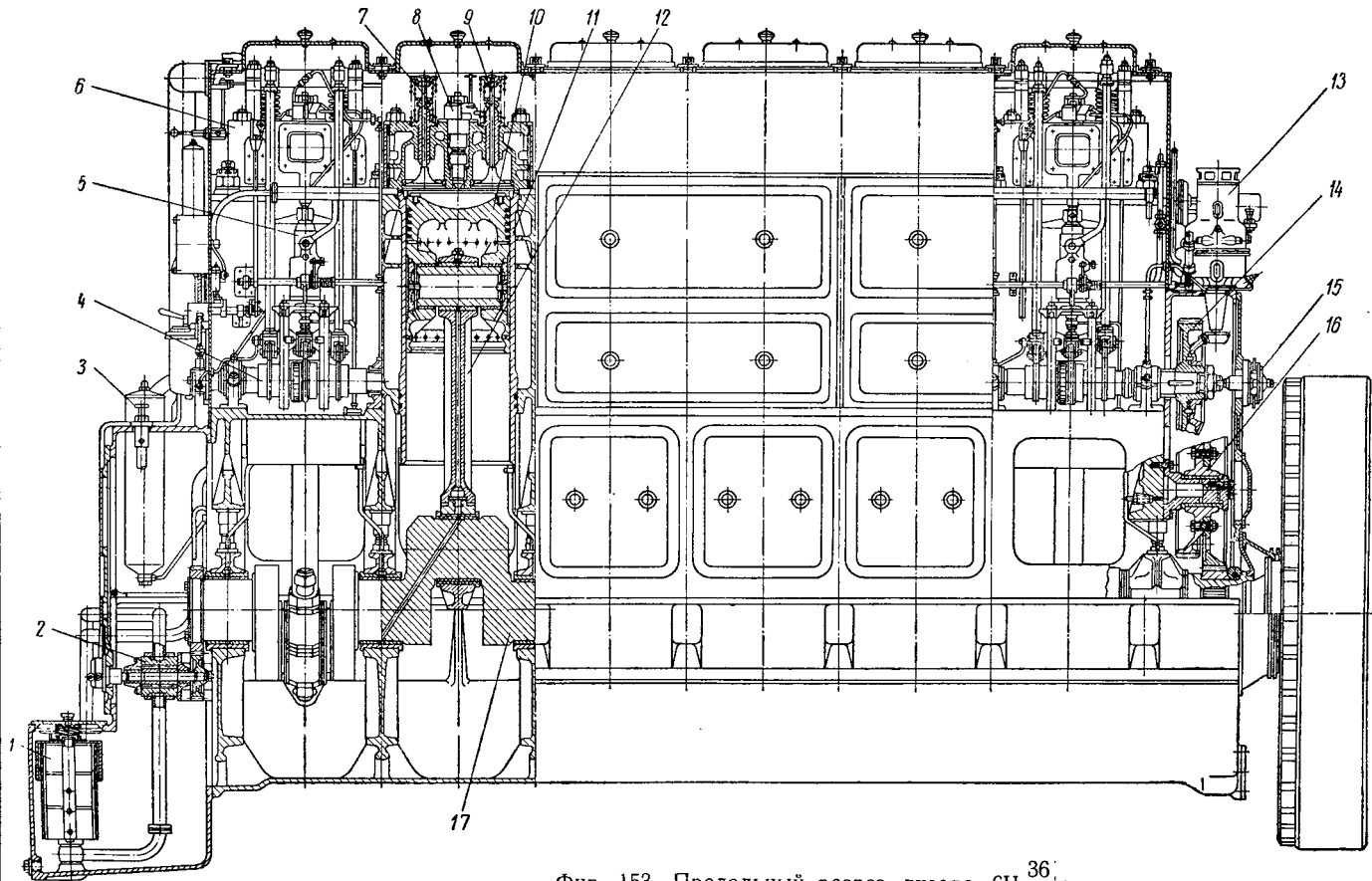
Фиг. 152. Поперечный разрез дизеля 6Ч $\frac{36}{45}$:

1 — маховик; 2 — стяжной болт; 3 — блок цилиндров; 4 — штуцер, подводящий охлаждающую воду в крышку цилиндра; 5 — выпускной коллектор; 6 — термопара; 7 — форсунка; 8 — впускной коллектор; 9 — топливный насос; 10 — распределительный вал.

концом в крышку, а другим в перегородку блока (фиг. 151). Для работы в качестве главных судовых двигателей, приводящих в движение гребной винт, дизели 6ЧРП $\frac{25}{34}$ выполняют реверсивными.

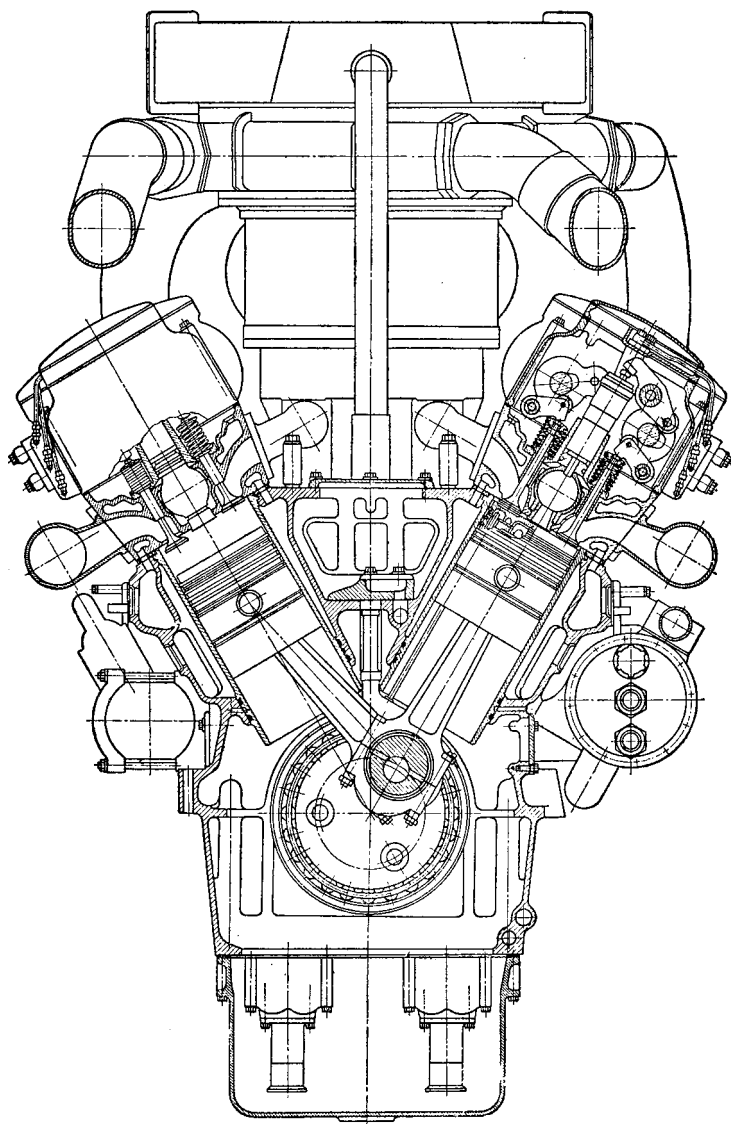


Фиг. 151. Продольный разрез дизеля 64РП $\frac{25}{34}$.



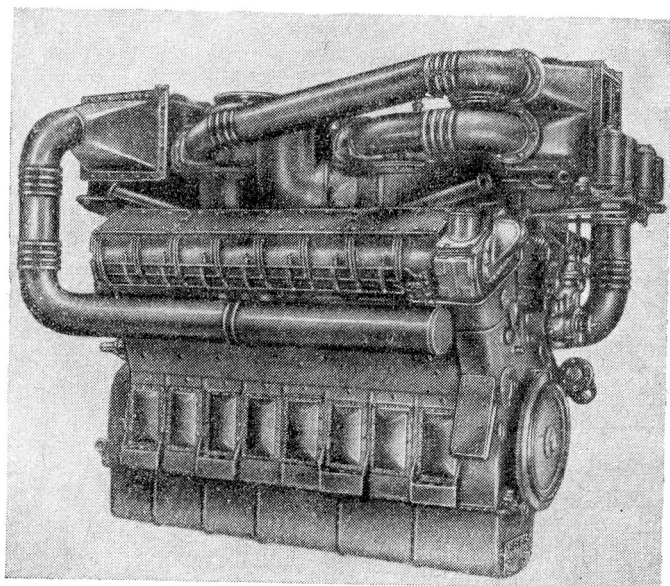
Фиг. 153. Продольный разрез дизеля 6ч $\frac{36}{45}$:

1 — приемный масляный фильтр; 2 — масляный насос; 3 — регулирующий клапан; 4 — распределительный вал; 5 — топливный насос высокого давления; 6 — крышка цилиндра; 7 — выпускной клапан; 8 — форсунка; 9 — впускной клапан; 10 — поршень; 11 — втулка цилиндра; 12 — шатун; 13 — регулятор; 14 — шестерня привода распределительного вала; 15 — распределитель пускового воздуха; 16 — промежуточные шестерни привода распределительного вала; 17 — коленчатый вал.



Фиг. 154. Поперечный разрез дизеля «Майбах» ряда МД.

Дизели ряда Ч $\frac{36}{45}$ (фиг. 152 и 153) мощностью 100 л. с. в одном цилиндре при 375 об/мин выпускаются в четырех-, шести- и восьми-цилиндровом исполнении мощностью соответственно 400, 600 и 800 л. с. Эти дизели предназначены главным образом для работы на стационарных электростанциях и на морских судах.

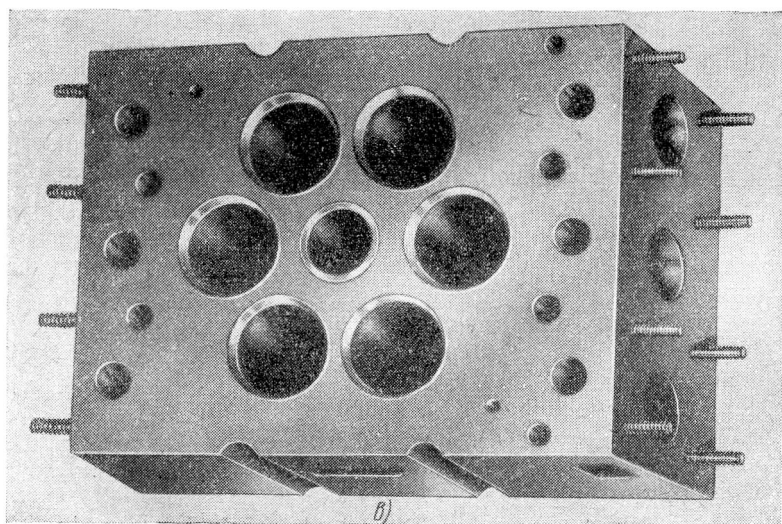
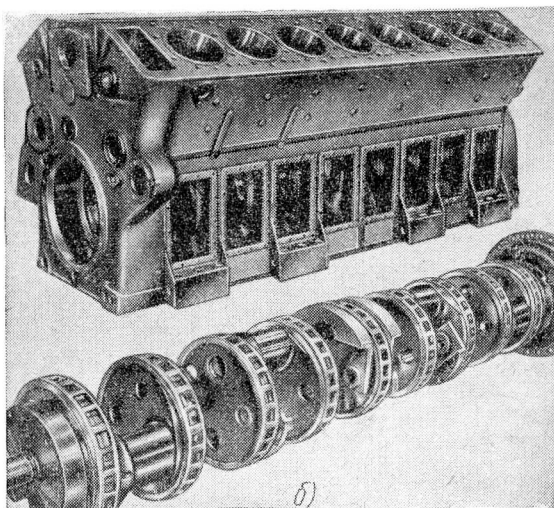
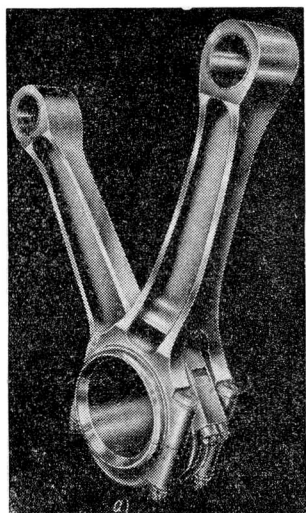


Фиг. 155. Общий вид дизеля «Майбах» ряда МД.

Примером четырехтактных зарубежных дизелей могут служить мощные быстроходные дизели фирмы «Майбах» (ФРГ) ряда МД (фиг. 154, 155 и 156) с числом цилиндров от 4 до 16 (с наддувом и без наддува), отличающиеся высокой литровой мощностью и длительным межремонтным сроком службы (до 10 000 час.).

У всех дизелей этого ряда диаметр цилиндра 185 мм, ход поршня 200 мм, число оборотов 1500—1600 в минуту. Мощность четырех-цилиндрового дизеля без наддува составляет 270—310 л. с., шестнадцатицилиндрового с наддувом 1600—2000 л. с., а вес их равен 2100 и 5300 кг, что соответствует удельному весу этих дизелей 7 и 2,6 кг/л. с. К конструктивным особенностям дизелей «Майбах» серии МД относятся: предкамерный способ смесеобразования, применение насос-форсунок, приводимых в движение при помощи коромысел кулачками распределительных валиков, наличие шести клапанов (три впускных и три выпускных) на каждый цилиндр, чугунные охлаждаемые маслом поршни со стальным отъемным днищем, роликовые коренные подшипники коленчатого вала, туннельный блок-картер.

В тех случаях, когда требуется получить наибольшую мощность,



Фиг. 156. Детали дизеля «Майбах» ряда МД:
а — шатуны; б — картер и коленчатый вал; в — крышка цилиндра.

применяется промежуточное охлаждение воздуха, нагнетаемого в цилиндр при помощи турбокомпрессора. Охлаждение в водяном холодильнике сжатого в компрессоре воздуха повышает его удельный вес и, следовательно, увеличивает вес воздушного заряда. При увеличении веса воздуха в цилиндре увеличивается количество сжигаемого топлива и повышается мощность дизеля. Использование энергии отработавших газов в газовой турбине снижает удельный расход топлива и позволяет получить высокую экономичность даже у дизелей с предкамерным смесеобразованием. Дизели ряда МД применяются на тепловозах и судах.

§ 52. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ ДВУХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Группа двухтактных дизелей состоит из значительно меньшего количества рядов, чем у четырехтактных.

Из двухтактных дизелей, изготавливаемых в СССР, наименьшую мощность — 30 л. с. — в цилиндре при 750 об/мин, имеют дизели ряда $D_{\frac{16.5}{20}} 2$, которые выпускаются в одно- и двухцилиндровом исполнении (фиг. 12 и 13). Эти дизели отличаются большей простотой конструкции в результате применения кривошипно-камерной продувки, нетребовательностью в отношении ухода и достаточно высокой экономичностью.

Дизели этого ряда имеют предкамерный способ смесеобразования. Предкамера из жаростойкой стали расположена в центре крышки цилиндра и прижимается сверху корпусом форсунки.

У дизелей $D_{\frac{16.5}{20}} 2$ применена весьма эффективная система продувки. Из боковых окон, направленных в горизонтальной плоскости под углом 120° одно к другому, продувочный воздух двумя встречными потоками входит в цилиндр. Встречные потоки воздуха сталкиваются и сливаются, затем поднимаются кверху, направляемые стенкой цилиндра, и опускаются вниз, к выпускным окнам.

Остов дизелей $D_{\frac{16.5}{20}} 2$ состоит из фундаментной рамы, станин, цилиндров и крышек. Все эти детали изготовлены из чугуна. Фундаментная рама выполнена общей для всех цилиндров, а станины, цилиндры и крышки цилиндров выполнены индивидуальными, т. е. отдельными для каждого цилиндра. Цилиндры не имеют вставных втулок и отлиты за одно целое с водяной рубашкой. Это несколько усложняет ремонт, но значительно упрощает конструкцию дизеля и повышает его надежность. Вкладыши коренных подшипников дизеля чугунные с заливкой баббитом.

Штампованный коленчатый вал изготовлен из углеродистой стали. К щекам вала болтами крепятся чугунные противовесы. Шатун выполнен с отъемной нижней головкой и имеет полый стержень круглого сечения, что является характерной конструктивной особенностью дизелей, выпускаемых небольшими сериями. Нижняя

головка шатуна по внутренней поверхности залита баббитом (без вкладыша). В верхнюю головку запрессована стальная втулка, образующая наружную обойму игольчатого подшипника. Внутренняя обойма подшипника образована поверхностью поршневого пальца. Поршень дизеля литой чугунный.

К конструктивным особенностям дизелей $D \frac{16,5}{20} 2$ относятся две раздельные системы принудительной смазки. Смазка коренных подшипников производится при помощи шестеренчатого насоса, а смазка цилиндров, шатунных подшипников и поршневых пальцев — при помощи плунжерного масляного насоса-лубликатора.

Пуск дизелей $D \frac{16,5}{20} 2$ производится сжатым воздухом или газом из пусковых баллонов, для зарядки которых на крышке одного из цилиндров установлен газоотборный клапан.

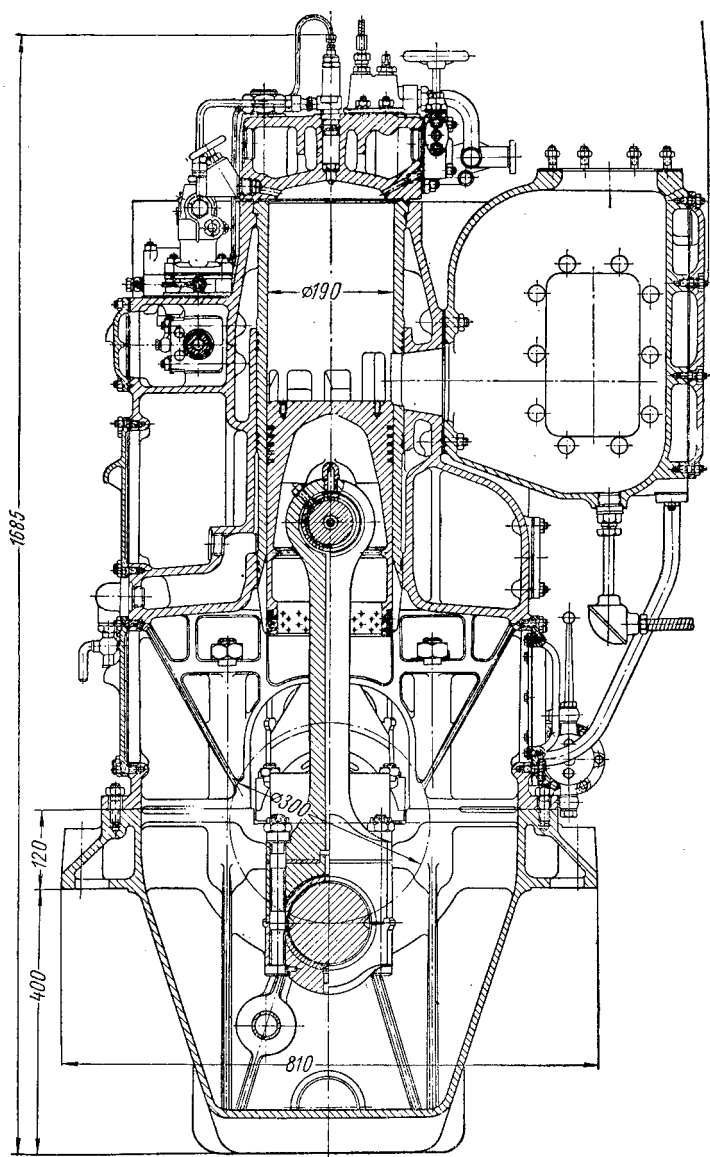
Для привода гребного винта дизели $2D \frac{16,5}{20} 2$ имеют реверс-редуктор, состоящий из планетарного реверсивного механизма с коническими шестернями (в виде двух центральных шестерен и находящихся с ними в зацеплении сателлитов), многодисковой фрикционной муфты и редуктора, состоящего из двух цилиндрических шестерен.

Дизели следующего ряда $D \frac{19}{30}$ (фиг. 157 и 158) развивают мощность 40 л. с. в одном цилиндре при 500 об/мин. Эти дизели изготовляются в двух- и четырехцилиндровом исполнении мощностью 80 и 160 л. с. и используются в качестве главных и вспомогательных двигателей на судах, а также для мелких стационарных, преимущественно сельских электростанций.

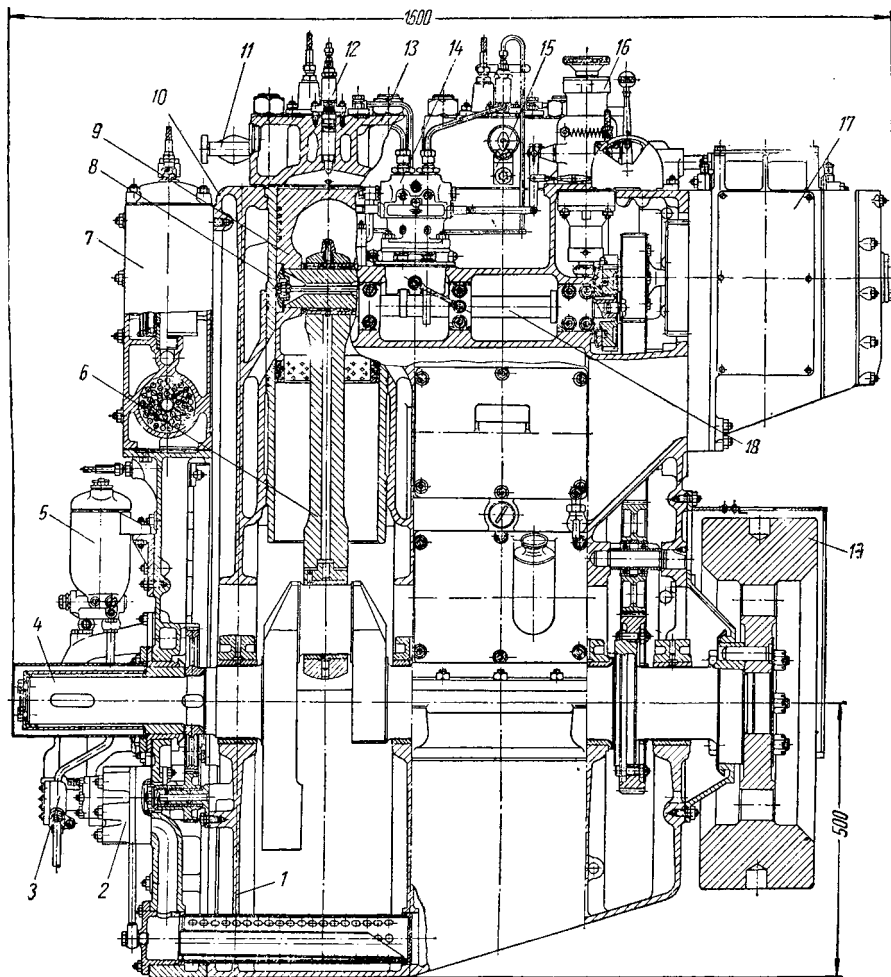
У дизелей ряда $D \frac{19}{30}$ применен струйный способ смесеобразования.

Система продувки дизелей $D \frac{19}{30}$ аналогична системе продувки дизелей $2D \frac{16,5}{20} 2$. В отличие от дизелей $2D \frac{16,5}{20} 2$, у которых применена кривошипно-камерная продувка, у дизелей $D \frac{19}{30}$ для подачи продувочного воздуха в цилиндр на блоке цилиндров установлен коловратный продувочный насос, приводимый в движение шестеренчатой передачей от коленчатого вала.

Остов дизелей $D \frac{19}{30}$ представляет собой раму и блок цилиндров, отлитые из чугуна. В блок цилиндров вставлены чугунные втулки, которые в трех поясах уплотняются резиновыми и медными кольцами. К блоку крепятся индивидуальные крышки цилиндров. Крышки коренных подшипников крепятся к раме шпильками. Стальные вкладыши подшипников залиты баббитом.



Фиг. 157. Поперечный разрез дизеля 2Д $\frac{19}{30}$.



Фиг. 158. Продольный разрез дизеля 2Д $\frac{19}{30}$:

1 — фундаментная рама; 2 — масляный насос; 3 — топливоподкачивающий насос; 4 — коленчатый вал; 5 — топливный фильтр; 6 — шатун; 7 — масляный фильтр; 8 — втулка цилиндра; 9 — поршень; 10 — блок-картер; 11 — патрубок слива воды; 12 — форсунка; 13 — крышка цилиндра; 14 — топливный насос; 15 — индикаторный кран; 16 — регулятор; 17 — продувочный насос; 18 — кулачковый вал; 19 — маховик.

Коленчатый вал дизелей $D \frac{19}{30}$ откован из углеродистой стали. На щеках вала при помощи шпонок и шпилек (фиг. 39) крепятся противовесы. Конструкция шатуна сходна с конструкцией шатуна дизелей $D \frac{16,5}{20}$. 2. Стальные вкладыши нижней головки залиты баббитом.

В верхней головке шатуна установлен игольчатый подшипник поршневого пальца. Из коренных подшипников масло через продольное отверстие в стержне шатуна подводится к соплу в верхней головке шатуна для охлаждения поршня.

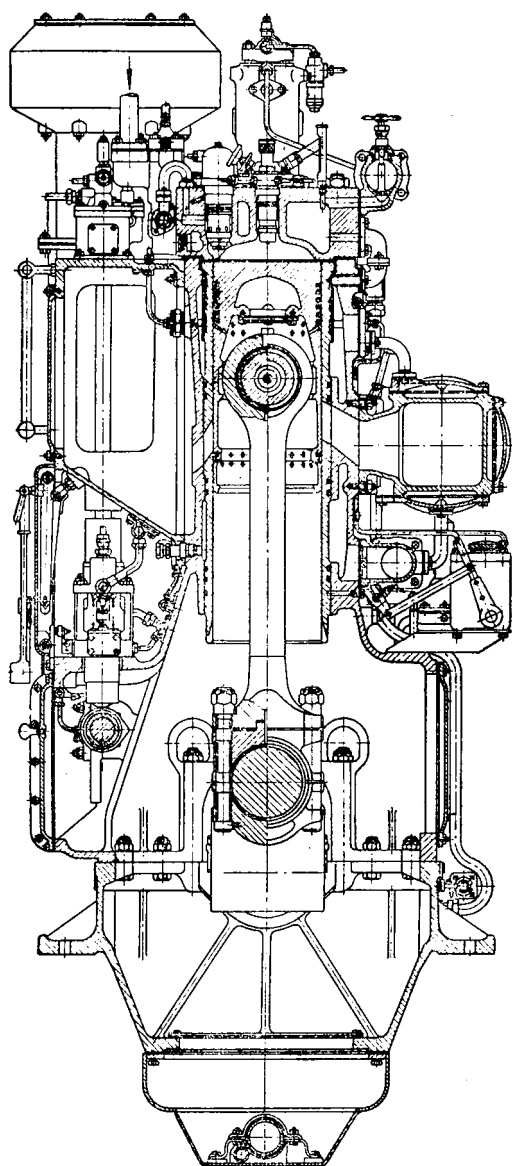
Пуск производится сжатым воздухом или газом из пусковых баллонов, которые заполняются при помощи газоотборного клапана.

На судовые дизели $D \frac{19}{30}$, приводящие в движение гребной винт, устанавливают реверс-редукторы, состоящие из конических фрикционных муфт и шестеренчатых передач с цилиндрическими шестернями (фиг. 122).

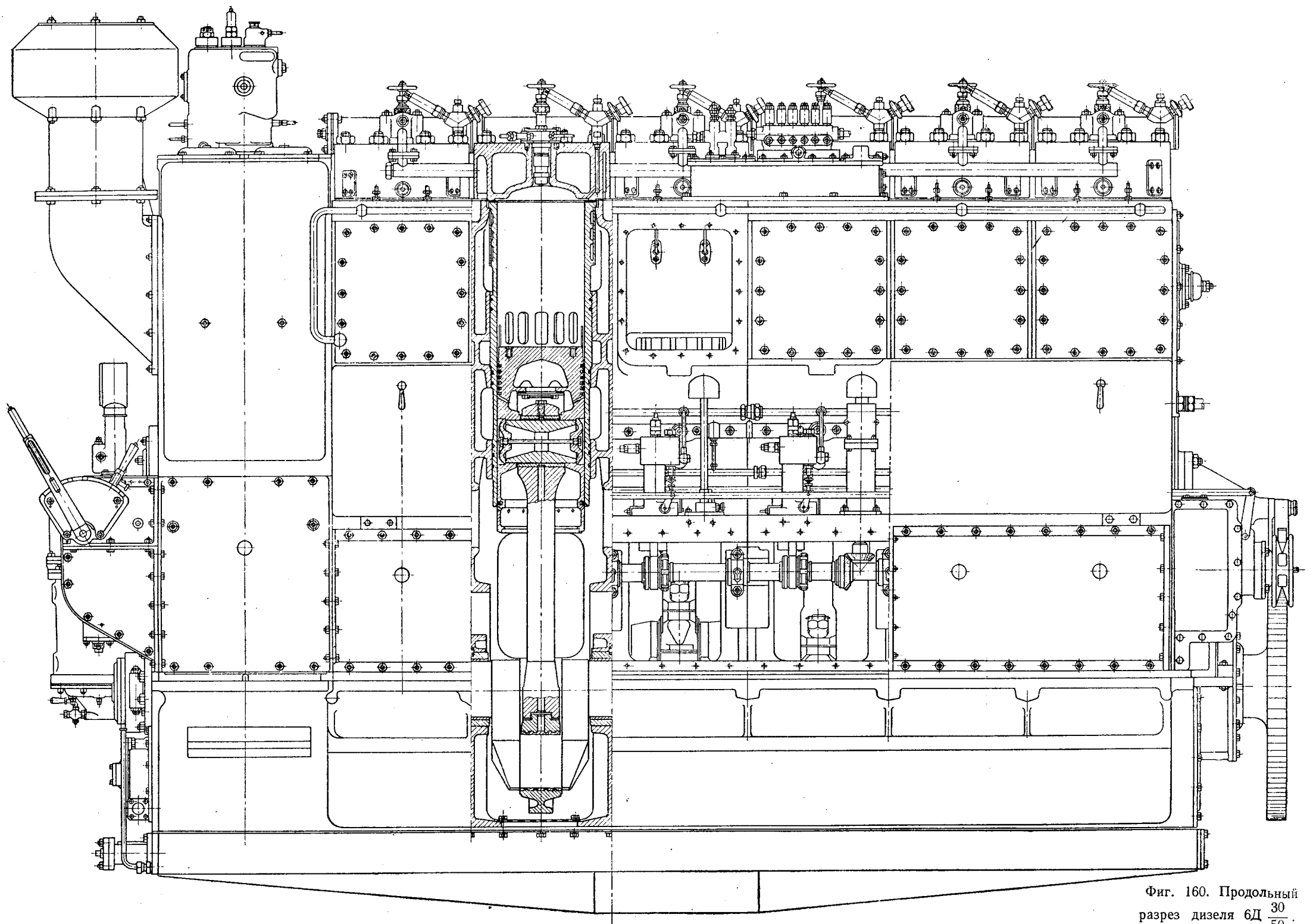
К числу тихоходных двухтактных дизелей с контурной продувкой относятся дизели ряда $D \frac{30}{50}$ мощностью 100 л. с. в одном цилиндре при 300 об/мин (фиг. 159 и 160), которые изготовляются в четырех-, шести- и восьмицилиндровом исполнении общей мощностью соответственно 400, 600 и 800 л. с. Эти дизели предназначены для установки на морских и речных судах, а также для привода электрогенератора. К основным конструктивным особенностям дизелей ряда $D \frac{30}{50}$ относятся: струйное смесеобразование; остов в виде чугунной рамы и блока со вставными чугунными втулками; индивидуальные крышки цилиндров, у которых сводчатое днище образует камеру сгорания; коренные и шатунные подшипники со стальными вкладышами, залитые баббитом; чугунные поршни с пятью уплотнительными и одним маслосъемным кольцом; система пуска сжатым воздухом и проточная система водяного охлаждения. Поршневой продувочный насос двойного действия с золотниковым распределением расположен в торцовой части дизеля и приводится в движение от коленчатого вала при помощи кривошипно-шатунного механизма. На крышке продувочного насоса установлен компрессор для зарядки воздухом пусковых баллонов.

Для привода гребного винта судовые дизели ряда $D \frac{30}{50}$ выполняют реверсивными.

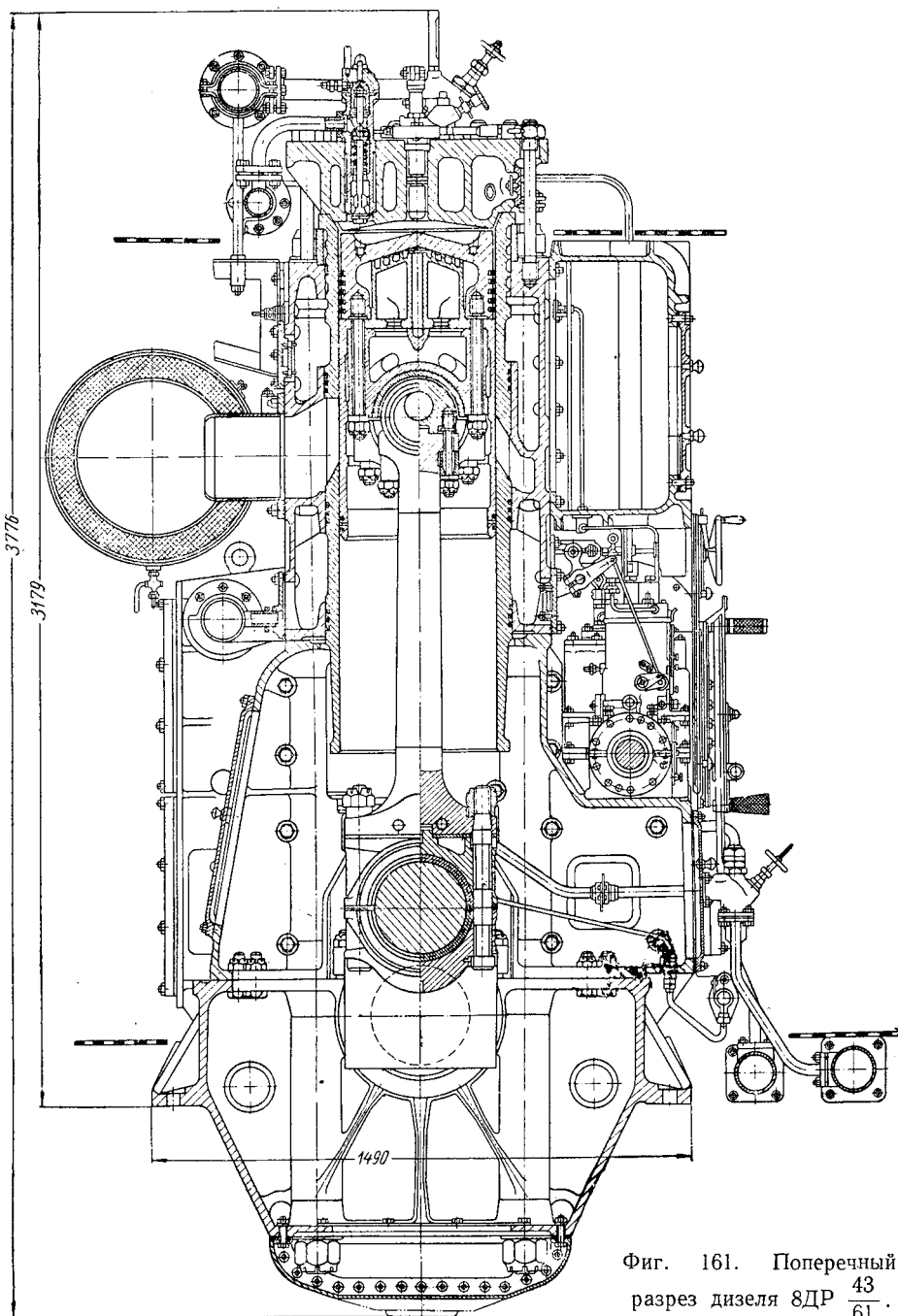
Тихоходные двухтактные тронковые восьмицилиндровые дизели 8ДР $\frac{43}{61}$ (фиг. 161) общей мощностью 2000 л. с. при 250 об/мин предназначены для судов морского флота. Как и большинство тихоходных дизелей, они имеют струйное смесеобразование. Форсунка охлаждается циркулирующим через нее топливом для предотвращения закоксовывания сопловых отверстий и застревания иглы.



Фиг. 159. Поперечный разрез дизеля 6Д $\frac{30}{50}$.



Фиг. 160. Продольный
разрез дизеля 6Д $\frac{30}{50}$.



Фиг. 161. Поперечный
разрез дизеля 8ДР 43
61.

Система продувки у дизелей 8ДР $\frac{43}{61}$ контурная. Продувочный воздух подается в цилиндры коловратным насосом, расположенным на торце дизеля. Насос имеет привод от коленчатого вала шестеренчатой передачей через упругую муфту.

Остов дизеля состоит из литых чугунных фундаментной рамы, станины и блока цилиндров, стянутых длинными стальными анкерными болтами.

Стальные вкладыши коренных подшипников залиты баббитом. Чугунные втулки цилиндров вставлены в блоки и опираются верхними буртиками на разгружающие их от изгибающих усилий проставочные стальные кольца, а сверху прижаты индивидуальными чугунными крышками.

Коленчатый вал изготавливается из углеродистой стали. Он состоит из двух частей, соединенных между собой болтами. Шатун имеет стержень круглого сечения и отъемные верхнюю и нижнюю головки. Стальной вкладыш нижней головки залит баббитом. Конструкция верхней головки шатуна существенно отличается от конструкции шатунов ранее описанных дизелей. К верхнему фланцу стержня шатуна шпильками крепится стальная цапфа большого диаметра, на которую опирается поршень. Эта цапфа заменяет поршневой палец. Снизу цапфа охватывается двумя хомутами, притянутыми шпильками к поршню. Как уже упоминалось, у двухтактных дизелей усилия, действующие на поршень, в течение всего рабочего цикла направлены вниз и прижимают поршень к поршневому пальцу. Поэтому рабочей поверхностью является верхняя половина цапфы, которая в рассматриваемой конструкции полностью используется.

Чугунный составной поршень охлаждается маслом, которое подводится и отводится по двум телескопическим трубкам. Поршень состоит из головки, юбки и вставки. Во вставке находится залитый баббитом вкладыш, опирающийся на цапфу верхней головки шатуна. На головке поршня расположено пять уплотнительных колец, а на нижней части юбки — два маслосъемных кольца.

Рабочие поверхности цилиндров смазываются плунжерным масляным насосом-лубрикатором. Коренные и шатунные подшипники, подшипники кулачковых валиков смазываются под давлением. Масло к этим деталям подается отдельным винтовым масляным насосом с электроприводом, который также подает масло в систему охлаждения поршней.

Дизели 8ДР $\frac{43}{61}$ охлаждаются забортной водой, которая подается отдельным центробежным насосом с электроприводом. В последнее время при усовершенствовании конструкции дизелей 8ДР $\frac{43}{61}$ для устранения коррозии цилиндрических втулок введена замкнутая система охлаждения пресной водой.

Пуск в ход производится сжатым воздухом.

Конструкция быстроходных двухтактных автомобильных дизелей ЯАЗ-204 (фиг. 10 и 11) и ЯАЗ-206 имеет ряд особенностей, в значительной мере обусловленных массовым производством и широким применением.

Дизели ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 или 4Д $\frac{10,8}{12,7}$ и 6Д $\frac{10,8}{12,7}$ изготавливаются в четырехцилиндровом исполнении (ЯАЗ-204) мощностью 110 л. с. и в шестицилиндровом исполнении (ЯАЗ-206) мощностью 165 л. с. при 2000 об/мин. Они применяются для тяговых грузовых автомобилей, самосвалов, тягачей и автобусов. Основной конструктивной особенностью этих дизелей является прямоточная клапанно-щелевая продувка. Воздух из продувочного ресивера через наклоненные в двух плоскостях продувочные окна круглого сечения поступает в цилиндр и приобретает вращательное движение. Вращающийся поток воздуха поднимается вдоль цилиндра кверху и вытесняет продукты сгорания, выталкивая их через расположенные в крышке цилиндров выпускные клапаны в выпускной коллектор, а затем в атмосферу. Продувочный насос коловратного типа установлен на боковой стенке блок-картера и приводится в движение шестеренчатой передачей от коленчатого вала.

У дизелей этого ряда применен струйный способ смесеобразования. Камера сгорания образована фигурным углублением в поршне с выступом в средней части.

Подача топлива в цилиндр производится насос-форсункой, объединяющей индивидуальный топливный насос и форсунку открытого типа с плоским обратным клапаном, нагруженным слабой пружиной, и многодырчатым распылителем.

Остов дизелей этого ряда представляет собой блок-картер. Снизу к блок-картеру крепятся шпильками подвески (к ышки подшипников), на которые опирается коленчатый вал. Стальные вкладыши коренных подшипников залиты свинцовистой бронзой. Верхняя часть блок-картера образует блок цилиндров с двойными стенками, между которыми расположено пространство, заполненное охлаждающей водой. В блок вставлены «сухие» втулки цилиндров, которые непосредственно охлаждающей водой не омываются. С обоих торцов блок-картер закрыт стальными листами. К этим листам крепятся с одной стороны вентилятор с приводом, а с другой — шестеренчатая передача к распределительному валику и к продувочному насосу и кожух маховика. Такая конструкция дает возможность не меняя блок-картера выпускать дизели правой и левой модели с различным расположением агрегатов в соответствии с требованиями потребителей.

К верхней плоскости блок-картера шпильками крепится крышка, общая для всех цилиндров. В крышке размещены выпускные клапаны, по два на каждый цилиндр. Клапаны приводятся в движение распределительным валиком, установленным вдоль верхнего края блока.

Кулачки распределительного валика передают движение клапанам при помощи роликовых толкателей, коротких штанг и коромысел. Таким же образом приводятся в движение и установленные в крышках насос-форсунки.

Коленчатые валы дизелей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 изготавливают штамповкой из углеродистой стали. У дизелей ЯАЗ-204 кривошипы расположены под углом 90° один к другому, а у дизелей ЯАЗ-206 — под углом 60° . Такое расположение кривошипов обеспечивает равномерное чередование вспышек. К щекам коленчатого вала болтами крепятся противовесы. После затяжки болтов головки их привариваются к противовесам. Для повышения износоустойчивости шейки вала закалены токами высокой частоты. К фланцу вала болтами крепится чугунный маховик с напрессованным на обод зубчатым венцом.

Шатун дизелей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 стальной штампованный со стержнем двутаврового сечения. В стержне шатуна просверлено отверстие, которое служит для подачи масла из шатунного подшипника коленчатого вала к верхней головке шатуна. Вкладыши шатунных подшипников, так же как и коренных, залиты свинцовистой бронзой. В верхнюю головку шатуна запрессованы две бронзовые втулки с большим количеством винтовых канавок, подводящих масло к наиболее нагруженным трущимся поверхностям. Поршень представляет собой тонкостенную отливку из специального ковкого чугуна высокой прочности. На верхней части поршня расположено четыре уплотнительных кольца прямоугольного сечения. Верхнее кольцо для повышения износоустойчивости покрыто пористым хромом по наружной цилиндрической поверхности. На нижней части юбки поршня установлены два маслоъемных кольца. Каждое маслоъемное кольцо состоит из двух колец скребкового типа, расположенных в одной канавке, и пружинящего расширителя (экспандера).

Для того чтобы избежать пригорания уплотнительных колец, цилиндрическая часть поршня соединяется с днищем тонкой стенкой, через которую может проходить лишь сравнительно небольшое количество тепла (фиг. 10 и 11).

Днище поршня охлаждается маслом, вытекающим струей из сопла в верхней головке шатуна. В отверстия бобышек поршня запрессованы бронзовые втулки, которые служат подшипниками для плавающего поршневого пальца.

Пуск дизелей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 производится электростартером, который питается от аккумуляторной батареи. Для зарядки батареи на дизеле установлен электрогенератор. Чтобы облегчить пуск дизеля в холодных условиях, применяется электрофакельное устройство (фиг. 113) для подогрева засасываемого воздуха и устройство для разогрева охлаждающей воды.

К быстроходным двухтактным дизелям относятся дизели Д100 мощностью 2000 л. с. при 850 об/мин, имеющие десять вертикально

расположенных цилиндров (фиг. 9). Дизели Д100 предназначены для установки на тепловозах и дизель-электроходах. Наиболее интересной особенностью этих дизелей является прямоточно-щелевая продувка, осуществляемая с помощью противоположно движущихся поршней. Каждый поршень через шатун передает усилие своему коленчатому валу — верхнему или нижнему. Оба коленчатых вала связаны между собой двумя парами конических шестерен и вертикальными валами, соединенными упругой муфтой. Электрический генератор приводится в движение от нижнего коленчатого вала, управляющего фазами выпуска.

Верхний коленчатый вал, управляющий фазами продувки, через шестеренчатую передачу приводит в движение коловратный насос с трехлопастными роторами.

После впрыска и воспламенения топлива поршни, находившиеся у в. м. т., расходятся и совершают рабочий ход. За 56° угла поворота кривошипа до н. м. т. открываются выпускные окна, а затем, за 40° до н. м. т., — продувочные окна. Сначала происходит истечение газов из цилиндра в выпускные коллекторы, а затем, после открытия продувочных окон, происходит продувка и зарядка цилиндра. Через 56° после н. м. т. закрываются выпускные окна, а через 64° после н. м. т. — продувочные.

В период между закрытием выпускных и продувочных окон происходит дополнительная зарядка цилиндра воздухом. Несимметричное открытие и закрытие продувочных окон достигается соответствующей установкой верхнего коленчатого вала, управляющего фазами продувки, по отношению к нижнему коленчатому валу, управляющему фазами выпуска. Наклонное направление продувочных и выпускных окон способствует созданию вращательного движения потока продувочного воздуха и почти полной очистке цилиндра от продуктов сгорания.

У дизелей Д100 струйная система смесеобразования. Топливо подается в каждый цилиндр двумя насосами золотникового типа и двумя закрытыми форсунками, расположенными с правой и левой стороны дизеля. Насосы приводятся в движение двумя кулачковыми валами.

Остов дизеля представляет собой стальной сварной блок (фиг. 26), состоящий из стальных листов и стальных отливок.

Коленчатый вал отливается из специального чугуна.

Стальные штампованные шатуны верхнего и нижнего коленчатых валов отличаются лишь длиной стержня. Вкладыши нижней головки шатуна алюминиевые или бронзовые с заливкой баббитом. В верхнюю головку запрессована биметаллическая втулка со стальной основой и бронзовой антифрикционной частью. К сферической поверхности верхней головки шатуна прижимается пружиной ползушка поршня. Масло для охлаждения поршня из шатунного подшипника поступает через продольное отверстие в стержне шатуна в верхнюю головку, а из нее через ползушку в масляную полость

поршня. Нагретое масло из поршня стекает по отводящему каналу в масляную ванну. Подача масла для охлаждения поршней и смазки производится при помощи шестеренчатого масляного насоса.

Вода в систему охлаждения дизеля подается центробежным насосом, который приводится в движение шестеренчатой передачей от нижнего коленчатого вала.

Пуск дизелей Д100 производится сжатым воздухом.

К числу зарубежных быстроходных двухтактных дизелей с прямоточно-щелевой продувкой и противоположно движущимися поршнями относится дизель «Дельтик» (фиг. 162), фирмы Непир (Англия), имеющий следующие технические данные.

Техническая характеристика дизеля «Дельтик»

Максимальная мощность (при 2000 об/мин) в л. с.	2500
Длительная мощность (при 1500 об/мин) в л. с.	1725
Диаметр цилиндра в мм	130
Суммарный ход поршней в мм	2×184
Число цилиндров	18
Сухой вес с реверс-редуктором в кг	4760
Габаритные размеры в мм:	
длина	3330
ширина	1890
высота	2160

Дизель «Дельтик» представляет собой сочетание трех шестицилиндровых блоков в виде треугольника. На каждое колено вала действуют два поршня — выпускной и продувочный. В отличие от коленчатых валов дизеля Д100, у дизеля «Дельтик» все коленчатые валы нагружены одинаково. Основное преимущество компоновки дизеля «Дельтик» заключается в эффективном использовании коленчатых валов.

Так, например, у дизеля Д100 на один блок приходится два коленчатых вала, а у дизеля «Дельтик» на три блока приходится три вала, т. е. на каждый блок по одному.

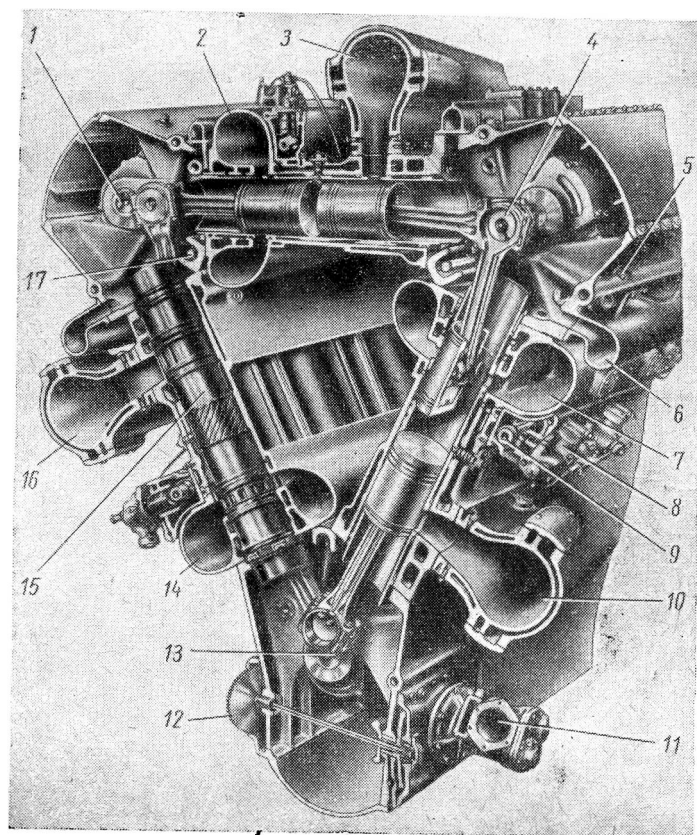
К недостаткам этой конструктивной схемы следует отнести ее сравнительную сложность, большую ширину дизеля и малую доступность агрегатов.

К особенностям конструкции дизеля «Дельтик» относится использование приводного центробежного продувочного насоса.

Дизели «Дельтик» предполагается применять на легких быстроходных кораблях военно-морского флота, тепловозах и морских судах торгового флота.

Вслед за появлением дизеля «Дельтик» фирмой Фиат (Италия) был построен быстроходный двухтактный шестнадцатигилендровый тепло-возный дизель марки 1516М с прямоточно-щелевой продувкой и про-

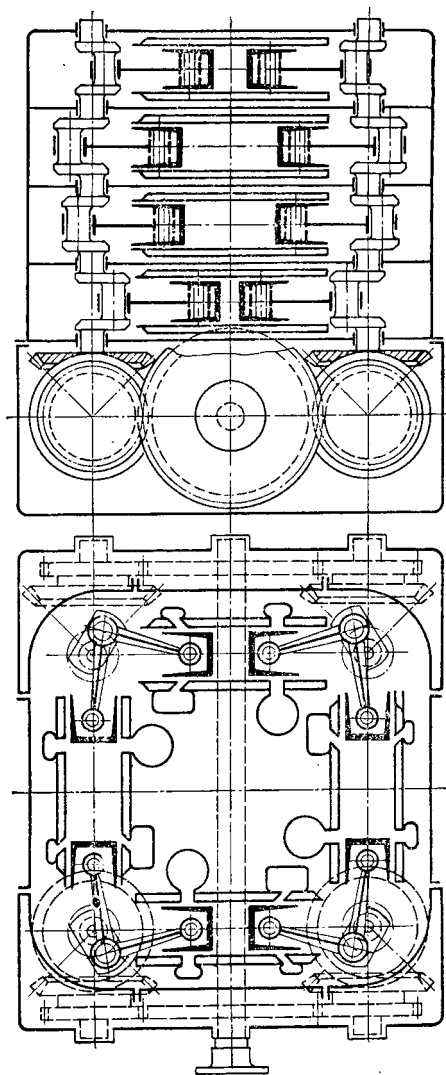
типоволожно движущимися поршнями, но с блоками, расположенными не в виде треугольника, а в виде квадрата (фиг. 163). Коленчатые валы расположены вертикально в углах квадрата, а четырехцилиндровые блоки с горизонтальными цилиндрами образуют стороны квадрата.



Фиг. 162. Поперечный разрез 18-цилиндрового двухтактного дизеля Непир «Дельтик» мощностью 2500 л. с. при 2000 об/мин:

1 — верхний левый коленчатый вал; 2, 7 и 14 — продувочные ресиверы; 3, 10, 15 — выпускные ресиверы; 4 — верхний правый коленчатый вал; 5 — стяжной болт картера; 6 — трубопровод слива масла из картера; 8 — топливный насос; 9 — кулачковый вал топливных насосов; 11 — насос забортной воды; 12 — привод водяного и масляного насосов; 13 — нижний коленчатый вал; 15 — втулка цилиндра; 17 — вал привода продувочного насоса.

Коленчатые валы соединены попарно горизонтальными валами с помощью конических шестерен со спиральными зубьями. Горизонтальные валы при помощи шестерен с винтовыми зубьями приводят в движение вал отбора мощности, который вращается со скоростью 1000—1200 об/мин.



Фиг. 163. Шестнадцатицилиндровый тепловозный двухтактный дизель «Фиат» марки 1516, мощностью 1500 л. с. при 1200 об/мин.

Дизель 1516М имеет следующие технические данные:

Техническая характеристика дизеля 1516М

Мощность в л. с.	1400—1500
Вес в кг	7050
Габаритные размеры в мм:	
длина	2460
ширина	2000
высота	2694

Продувочный ресивер и выпускной коллектор расположены внутри квадрата. С наружной стороны дизель покрыт алюминиевыми листами, через которые проходят форсунки. Сверху на дизель установлены топливные насосы, по одному на каждый блок. Продувочный воздух подается в цилиндры центробежным продувочным насосом, который приводится в движение от горизонтального вала, расположенного в раме дизеля.

§ 53. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ КАРБЮРАТОРНЫХ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Ввиду того что на бензине с карбюрацией и электрическим зажиганием работают главным образом автомобильные и мотоциклетные двигатели, описанию которых посвящено большое количество специальной литературы, ниже приводится лишь краткое описание одного из наиболее распространенных автомобильных двигателей ГАЗ-51 (фиг. 164 и 165).

Двигатель ГАЗ-51 имеет следующие основные технические данные:

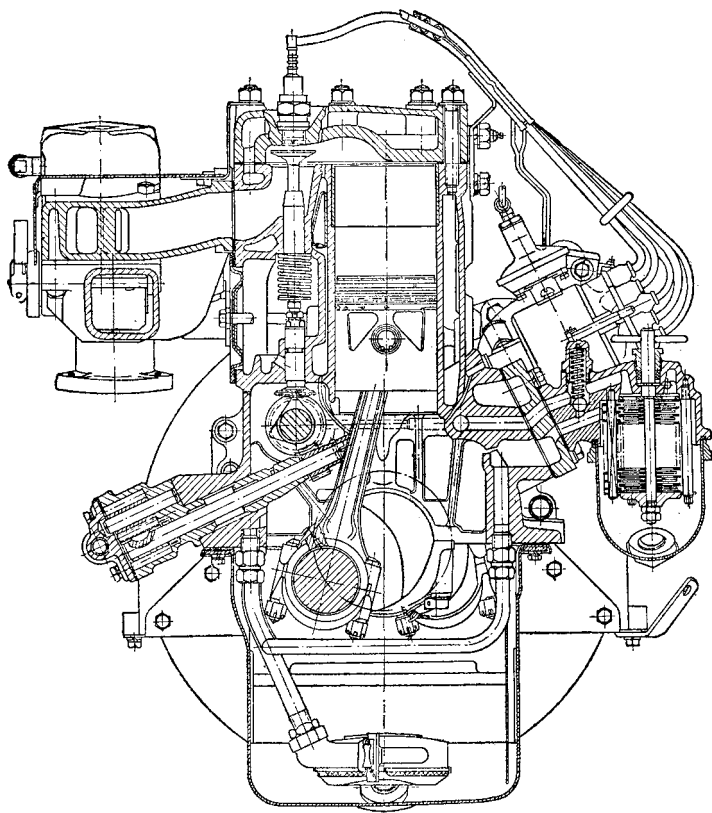
Техническая характеристика двигателя ГАЗ-51

Мощность в л. с.	70
Число оборотов в минуту	2800
Число цилиндров	6
Расположение цилиндров	Вертикальное
Диаметр цилиндра в мм	82
Ход поршня в мм	110
Удельный расход топлива в г/л. с. ч.	265
Вес двигателя в кг	250

Остов двигателя представляет собой чугунный блок-картер со съемным легким штампованным стальным поддоном, который служит маслосборником. Коленчатый вал опирается на подвески, которые крепятся к блок-картеру шпильками. Тонкостенные стальные вкладыши коренных подшипников залиты баббитом. Верхняя часть блок-картера образует блок цилиндров с двойными стенками. В верхнюю часть внутренних стенок цилиндров вставлены короткие тонкостенные сухие втулки из специальной стали. Назначение втулок заключается в уменьшении износа наиболее нагруженной верхней части цилиндров.

Коленчатый вал выполнен четырехпоршным. Между каждым двумя коренными подшипниками расположено по два кривошипа. Валы изготовляют штамповкой за одно целое с противовесами. Материал вала — углеродистая сталь.

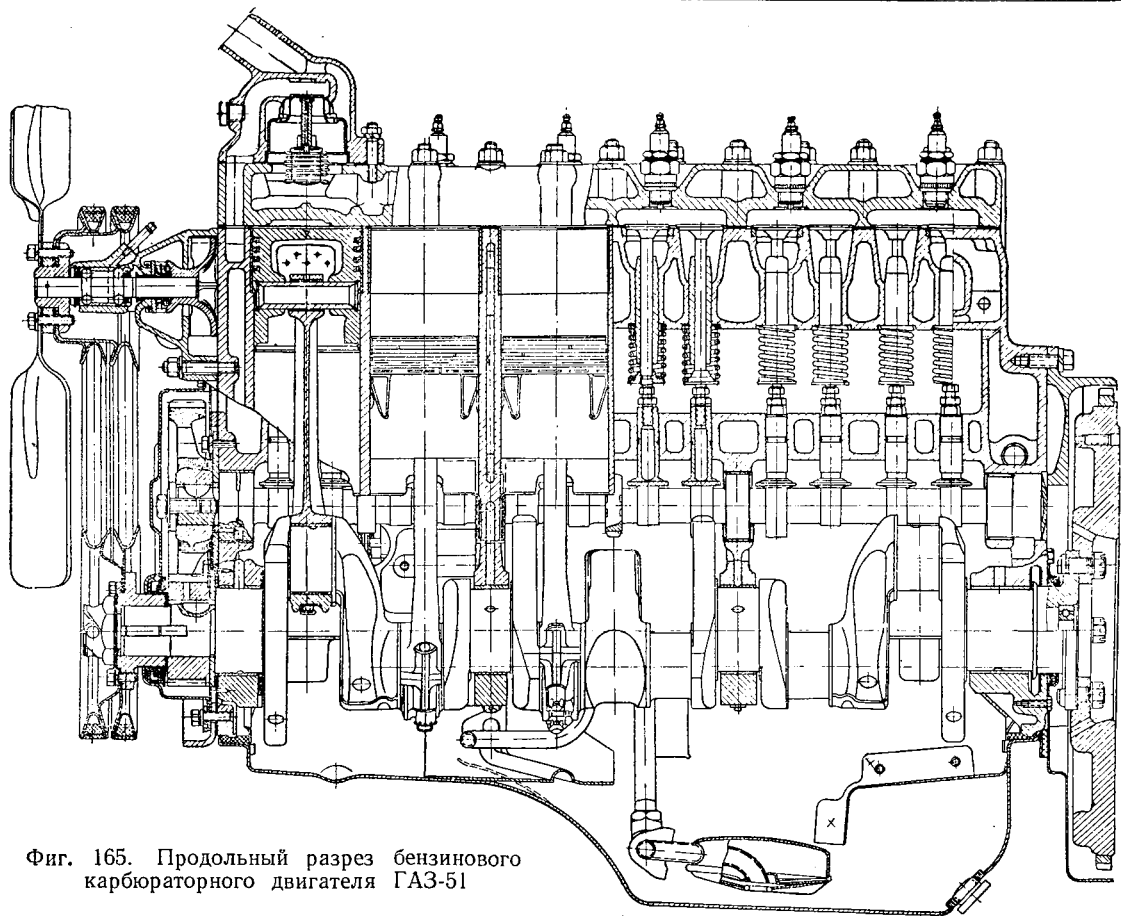
Тонкостенные стальные шатунные вкладыши залиты баббитом. Поршневой палец плавающего типа удерживается от осевых пере-



Фиг. 164. Поперечный разрез бензинового карбюраторного двигателя ГАЗ-51.

мещений стальными пружинящими кольцами. Поршень изготовлен из алюминиевого сплава и отличается плоским дном и неразрезной юбкой. Четыре поршневых кольца расположены в верхней части поршня, над его пальцем.

Особенностью конструкции клапанного механизма является принятое для большинства карбюраторных автомобильных двигателей нижнее расположение клапанов, не встречающееся у дизелей. Клапаны приводятся в движение непосредственно толкателями, на которые действуют кулачки распределительного вала. При такой кон-



Фиг. 165. Продольный разрез бензинового карбюраторного двигателя ГАЗ-51

струкции уменьшается количество промежуточных деталей, так как отпадает необходимость в штангах и коромыслах, но форма камеры сгорания становится более благоприятной для возникновения детонации. Поэтому у высоконагруженных авиационных поршневых бензиновых двигателей нижнее расположение клапанов не применяется.

К верхней плоскости блок-картера короткими шпильками крепится общая для всех шести цилиндров чугунная крышка (головка). В крышке размещены камеры сгорания и свечи.

Системы смазки и охлаждения автомобильных двигателей в основном не отличаются от аналогичных описанных выше систем тракторных дизелей.

Пуск автомобильных карбюраторных двигателей производится электростартером. Для зарядки аккумуляторных батарей служит установленный на двигателе электрогенератор.

§ 54. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Основные направления развития поршневых двигателей внутреннего сгорания соответствуют общим тенденциям развития машиностроения: сокращению расхода материалов, снижению трудоемкости и себестоимости, повышению сроков службы, применению более дешевых сортов топлив и масел и снижению их удельного расхода, автоматизации управления и пр.

Одной из важнейших задач в области развития двигателей внутреннего сгорания является снижение их удельного веса и габаритных размеров при сохранении, по возможности, срока службы. Для решения этой задачи существует несколько путей. Один из них — увеличение быстроходности двигателей, что позволяет получить большую мощность при одних и тех же основных размерах. Успехи современной металлургии в области создания более прочных материалов, улучшение технологии производства и усовершенствование методов исследования происходящих в двигателях процессов позволили значительно повысить быстроходность двигателей внутреннего сгорания и обеспечить при этом их достаточно высокую долговечность. Так, например, в первые годы после второй мировой войны число оборотов дизелей магистральных тепловозов составляло 500—750 в минуту, а в настоящее время число оборотов таких дизелей составляет 850—1000 в минуту. Появились дизели для магистральных тепловозов с числом оборотов 1400—1500 в минуту, как например, описанные выше тепловозные дизели М601, «Майбах» и др.

Другой путь повышения мощности и снижения удельного веса двигателей внутреннего сгорания — применение наддува. Нагнетание в цилиндры предварительно сжатого в компрессоре воздуха увеличивает вес воздушного заряда и количество сжигаемого топлива, вследствие чего возрастает мощность двигателя. Особенно эффек-

тивно применение наддува, когда оно сопровождается использованием энергии отработавших газов в газовой турбине. При установке турбокомпрессора мощность двигателя повышается на 40—50 % и одновременно на 8—10 % снижается удельный расход топлива. Увеличивая давление наддува до 2,5—3 кг/см² и применяя охлаждение выходящего из компрессора воздуха, можно достигнуть еще большего повышения мощности. В настоящее время турбонаддув находит все более широкое применение.

Увеличить удельную мощность двигателя (мощность, приходящуюся на 1 кг веса или единицу занимаемого объема) можно также использованием двухтактного цикла. Поэтому в силовых установках океанских и морских судов, на больших дизельных электростанциях, на большей части магистральных тепловозов двухтактные двигатели вытеснили четырехтактные.

Дешевые сорта жидких топлив (мазуты и нефтяные остатки) применяют на крупных силовых установках, где вводятся для этой цели предварительный прогрев топлива и двухтопливные системы, т. е. пуск и работа с малой нагрузкой на высококачественном топливе, а с половинной и полной нагрузкой — на низкосортном топливе.

В отношении автоматизации управления в настоящее время достигнуты значительные успехи. Широко применяются, в частности на тепловозах, так называемые защитные устройства, останавливающие двигатель при нарушении нормального режима работы: падении давления масла, повышении температуры воды и масла, увеличении числа оборотов сверх допустимых пределов и пр. Такие устройства значительно упрощают уход и дают возможность сократить численность обслуживающего персонала. Помимо защитных устройств, существуют устройства для автоматического пуска и остановки двигателя в случае необходимости. Дизель-генераторы с такими устройствами длительное время работают без обслуживающего персонала.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ОСНОВЫ ТЕОРИИ

ГЛАВА XII

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

§ 55. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Рабочие циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания состоят из ряда термодинамических процессов. Термодинамика — наука, изучающая процессы преобразования тепловой энергии в механическую работу. Рабочим телом, при помощи которого у двигателей внутреннего сгорания тепловая энергия преобразуется в механическую, является тот или иной газ. Основное свойство газов — способность равномерно заполнять занимаемый ими объем. При изменении объема газы сжимаются или расширяются. Во время рабочего цикла, кроме изменения объема, происходит сообщение теплоты или отвод ее от находящихся в цилиндре газов.

Зависимость между основными параметрами идеальных газов — температурой, давлением и занимаемым объемом — выражается характеристическим уравнением (уравнением состояния)

$$pV = GRT, \quad (1)$$

где p — давление газов в кг/м^2 ;

V — объем газов в м^3 ;

G — вес газов в кг ;

R — газовая постоянная, величина, зависящая от свойств газа;
для воздуха $R = 29,3 \text{ кгм/кг} \cdot \text{град}$.

T — абсолютная температура в $^\circ\text{абс}$.

Термодинамические процессы, протекающие с постоянным количеством газа, можно графически изобразить на диаграмме, на которой по оси ординат откладывается давление p , а по оси абсцисс — объем V . Такая диаграмма называется pV -диаграммой.

Характерные термодинамические процессы — изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный — показаны на фиг. 166. При изохорном процессе изменение состояния газа происходит при постоянном объеме ($V = \text{const}$). На pV -диаграмме изохорный процесс изображается вертикальной прямой. По характеристическому

уравнению (1) при $V = \text{const}$ температура изменяется пропорционально изменению давления, т. е.

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (2)$$

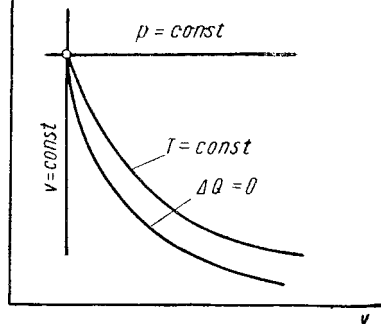
При изобарном процессе изменение состояния газов происходит при постоянном давлении ($p = \text{const}$). Изменение температуры газов пропорционально изменению объема, т. е.

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (3)$$

При изотермическом процессе изменение состояния газов происходит при постоянной температуре ($T = \text{const}$).

В этом случае изменение объема обратно пропорционально изменению давления, т. е.

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{p_1}{p_2}. \quad (4)$$



Фиг. 166. Характерные термодинамические процессы.

Если газ расширяется или сжимается без подвода или отвода теплоты, то такой процесс называется адиабатным ($\Delta Q = 0$). Зависимость между объемом и давлением в этом случае определяется уравнением

$$\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k = \frac{p_1}{p_2}. \quad (5)$$

Зависимость между изменением объема и изменением температуры для адиабатного процесса выражается уравнением

$$\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (6)$$

Величина k называется показателем адиабаты. Эта величина неодинакова для разных газов и несколько уменьшается при повышении температуры. Для воздуха при температуре $+15^\circ \text{C}$ величина $k = 1,41$.

Если представить себе, что расширение газов происходит в цилиндре, то совершаемая ими работа $\Delta A = pF\Delta S$; в этом выражении p — давление, F — площадь поршня и ΔS — перемещение поршня. Так как произведение площади поршня на его перемещение равно изменению объема, то совершаемая газом работа выразится

$$\Delta A = pF\Delta S = p\Delta V. \quad (7)$$

При увеличении объема (расширении) тепловая энергия преобразуется в механическую, а при уменьшении объема (сжатии) механическая энергия преобразуется в тепловую. Следовательно, если объем газов остается постоянным, то механическая работа не совершается, т. е. $\Delta A = 0$.

Механическая работа может совершаться за счет подводимой извне теплоты или использования внутренней энергии газов. При адиабатном расширении работа производится только за счет уменьшения внутренней энергии газов. При изотермическом расширении внутренняя энергия газов, определяемая их температурой, остается постоянной, а механическая работа совершается только за счет подводимой извне теплоты.

Действительные процессы расширения и сжатия газов происходят по политропам. В этом случае

$$\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^n = \frac{p_1}{p_2} \quad (8)$$

Фиг. 167. Политропные процессы сжатия и расширения с разными показателями политропы.

$$\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{n-1} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (9)$$

Политропный процесс отличается от адиабатного показателем при $\frac{V_2}{V_1}$. Если при сжатии показатель политропы n меньше показателя адиабаты и больше единицы, т. е. $k > n > 1$ (фиг. 167), то это значит, что процесс протекает с отводом теплоты. При сжатии с $n > k$ процесс протекает с подводом теплоты. Расширение с показателем политропы n , меньшим k и большим единицы ($k > n > 1$), соответствует процессу с подводом теплоты к газу. Если при расширении происходит отвод теплоты, то $n > k$.

Действительные циклы, по которым работают двигатели внутреннего сгорания, отличаются от теоретических. Различают циклы идеальные (теоретические), расчетные и действительные. Идеальные циклы состоят из процессов подвода теплоты газам, адиабатного расширения, отвода теплоты от газов и адиабатного сжатия. В расчетных циклах процессы сжатия и расширения газов рассматриваются, как процессы политропные. Действительные циклы соответствуют получаемым на двигателях индикаторным диаграммам.

Наиболее распространены следующие идеальные циклы: цикл с изохорным подводом теплоты, цикл с изобарным подводом теплоты и цикл со смешанным подводом теплоты (фиг. 168).

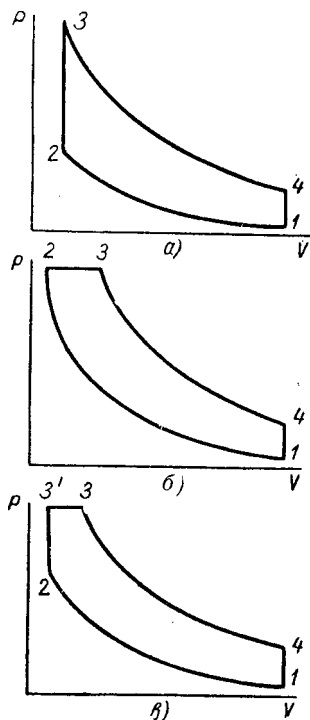
Цикл с изохорным подводом теплоты (фиг. 168, а) состоит из следующих процессов: 1—2 — адиабатное сжатие, 2—3 — изо-

хорный подвод теплоты к газам, 3—4 — адиабатное расширение газов и 4—1 — изохорный отвод теплоты от газов. Таким образом, весь цикл состоит из двух изохор и двух адиабат.

Цикл с изобарным подводом теплоты (фиг. 168, б) отличается от предыдущего только процессом 2—3. Этот цикл состоит из двух адиабат, изобары и изохоры.

В смешанном цикле (фиг. 168, в) некоторая часть теплоты подводится при постоянном объеме (по изохоре), а оставшая часть — при постоянном давлении (по изобаре).

Цикл с изохорным подводом теплоты иначе называется циклом быстрого сгорания. При мгновенном подводе теплоты в в. м. т. поршень не успевает переместиться и объем газов остается постоянным. По этому циклу работают карбюраторные двигатели с электрическим зажиганием. Цикл с изобарным подводом теплоты иначе называется циклом постепенного сгорания. При постоянном подводе теплоты поршень перемещается, объем газов увеличивается, но давление вследствие подвода теплоты остается постоянным. По такому циклу работали компрессорные дизели с пневматическим распыливанием топлива. Современные бескомпрессорные дизели работают по циклу со смешанным подводом теплоты.



Фиг. 168. Идеальные циклы:

а — с изохорным подводом теплоты; б — с изобарным подводом теплоты; в — со смешанным подводом теплоты.

§ 56. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ИДЕАЛЬНЫХ ЦИКЛОВ

К. п. д. рассмотренных идеальных циклов зависит от ряда параметров: степени сжатия, степени предварительного расширения, степени повышения давления и др.

Степень сжатия ϵ — это отношение объема газов в начале сжатия V_1 к объему в конце сжатия V_2 , т. е.

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2}. \quad (10)$$

Степенью повышения давления λ называется отношение максимального давления цикла p_3 или $p_{цк}$ к давлению в конце сжатия p_2 или p_c , т. е.

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}. \quad (11)$$

Степень предварительного расширения ρ — это отношение объема газов V_3 в конце процесса изобарного подвода теплоты (при постоянном давлении) к объему V_2 в конце сжатия, т. е.

$$\rho = \frac{V_3}{V_2}. \quad (12)$$

Термодинамический к. п. д. цикла η_t , т. е. отношение полезно использованной теплоты к затраченной, определяется при помощи следующих уравнений:

при изохорном подводе теплоты

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}; \quad (13)$$

при изобарном подводе теплоты

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}; \quad (14)$$

при смешанном подводе теплоты

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (15)$$

Уравнение (15) является общим, а уравнения (13) и (14) — частными случаями этого уравнения. При подстановке в уравнение (15) значения $\rho = 1$, что соответствует циклу с изохорным подводом теплоты (фиг. 168, а), получим уравнение (13). При подстановке в уравнение (15) $\lambda = 1$, что соответствует циклу с изобарным подводом теплоты, получим уравнение (14). Как видно из уравнений (13), (14) и (15) к. п. д. возрастает при увеличении степени сжатия ε .

Пример 1. Определить термодинамический к. п. д. идеального цикла со смешанным подводом теплоты при $\varepsilon = 15$; $\lambda = 1,5$; $\rho = 1,6$ и $k = 1,4$.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{15^{0,4}} \cdot \frac{1,5 \cdot 1,6^{1,4} - 1}{0,5 + 1,4 \cdot 1,5 \cdot 0,6} = 0,64$$

Пример 2. Определить термодинамический к. п. д. идеального цикла с изохорным подводом теплоты при $\varepsilon = 5$; $k = 1,4$.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{5^{0,4}} = 0,47$$

§ 57. ЦИКЛ С ПРОДОЛЖЕННЫМ РАСШИРЕНИЕМ

В рассмотренных идеальных циклах тепловые потери представляют собой изохорный отвод теплоты от газов между точками 4 и 1. В действительных циклах вместо отвода теплоты от газов производится замена продуктов сгорания свежим зарядом. Отработавшие газы уносят большое количество неиспользованной тепловой энер-

гии. На фиг. 169 показан цикл, у которого адиабатное расширение продолжено до тех пор, пока не будет достигнуто начальное давление цикла.

К. п. д. такого цикла со смешанным подводом теплоты определяется по формуле

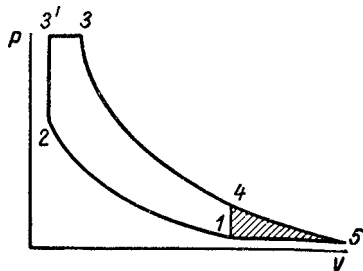
$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho \lambda^{\frac{1}{k}} - 1}{\lambda(\rho - 1) + \frac{1}{k}(\lambda - 1)}. \quad (16)$$

Эта же формула справедлива для случаев изохорного и изобарного подводов теплоты.

Количество дополнительной полезно использованной энергии в цикле с продолженным расширением по сравнению с циклами, изображенными на фиг. 168, выражается площадью 4—5—1 (фиг. 169).

Пример. Определить термодинамический к. п. д. идеального цикла со смешанным подводом теплоты и продолженным расширением при $\epsilon = 15$; $\lambda = 1.5$; $\rho = 1.6$; $k = 1.4$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{15^{0.4}} \cdot \frac{1.6 \cdot 1.5^{\frac{1}{1.4}} - 1}{1.5 \cdot 0.6 + \frac{1}{1.4} \cdot 0.5} = 0.69.$$



Фиг. 169. Идеальный цикл с продолженным расширением.

Сравнение полученного к. п. д. с к. п. д. аналогичного цикла, у которого отвод теплоты происходит по изохоре, показывает, что при использовании энергии отработавших газов экономичность идеального цикла возрастает приблизительно на 7%.

Преобразование располагаемой энергии газов в механическую работу может быть осуществлено в газовой турбине.

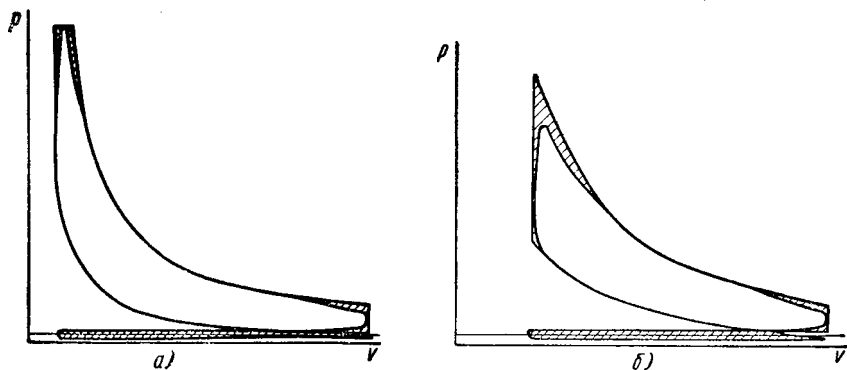
§ 58. РАСЧЕТНЫЕ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ

Материалы, применяемые для современных поршневых двигателей внутреннего сгорания не выдерживают высокой температуры, возникающей при сжигании топлива. Поэтому приходится охлаждать жидкостью или воздухом основные рабочие детали — цилиндр, крышку цилиндра, поршень. При сжатии, вследствие отвода теплоты в охлаждающую среду, показатель политропы n_1 меньше показателя адиабаты k . Средняя величина показателя политропы сжатия изменяется в пределах $n_1 = 1.3 \div 1.4$.

Показатель политропы расширения n_2 также меньше показателя адиабаты. Это значит, что во время расширения газам подводится теплота вследствие догорания топлива в количестве, большем чем в это же время отводится в охлаждающую среду.

Для расчетного цикла показатель политропы расширения можно принимать $n_2 = 1,20 \div 1,32$. Большие величины n_2 соответствуют тихоходным двигателям, а меньшие — быстроходным.

На фиг. 170 показаны расчетные и действительные циклы. Заштрихованная площадь представляет собой потери при переходе от рас-



Фиг. 170. Расчетные и действительные циклы:

а — для дизеля; б — для бензинового двигателя с электрическим зажиганием.

четного цикла к действительному. Отношение площади индикаторной диаграммы к площади диаграммы расчетного цикла называется относительным к. п. д. η_o , который равен 0,9—0,95.

Относительным к. п. д. называют также отношение площади индикаторной диаграммы к площади диаграммы идеального или термодинамического цикла. В этом случае его можно обозначить η_{oi} . Величина η_{oi} составляет 0,6—0,8.

ГЛАВА XIII

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

§ 59. СВОЙСТВА ТОПЛИВ

Для двигателя внутреннего сгорания применяются главным образом топлива нефтяного происхождения, т. е. дизельные топлива для дизелей и бензины — для карбюраторных двигателей. Физико-химические свойства дизельных топлив приведены в табл. 15.

Приведенные физико-химические свойства топлив в значительной степени определяют качество работы дизелей. От цетанового числа зависит характер процесса воспламенения топлива. Определение цетанового числа производится путем сравнения испытуемого топлива с эталонным. Эталонное топливо состоит из смеси двух горючих — цетана и альфа-метилнафталина. Цетан $C_{16}H_{34}$ обладает

Таблица 15

Основные физико-химические свойства дизельных топлив

Показатели	Топливо для тихоходных дизелей (моторное)			Топливо для быстроходных дизелей				Дизельное автотракторное топливо	
	ДТ-1 (М ₃)	ДТ-2 (М ₄)	ДТ-3 (М ₅)	ДА арктические	ДЗ зимнее	ДЛ летнее	ДС специальное	Л летнее	З зимнее
ГОСТ	1667-51			4749-49				305-58	
Цетановое число	—	—	—	40	40	45	50	43	43
Вязкость кинематическая в <i>сст</i>	37	55	—	2,5— 4,1	3,6— 5,7	3,6— 8,3	2,5— 4,1	3,0— 8,0	1,8— 3,0
Коксуемость в %, не более .	3,0	3,5	4,0	0—0,5	—	—	—	0,4	0,3
Кислотность в мг КОН на 100 мл топлива, не более	—	—	—	5	5	5	5	5	5
Содержание серы в %, не более	0,5	0,5	0,5	0,2	0,2	0,2	0,2	1,0	0,6
Содержание механических примесей в %, не более	0,1	0,1	0,1	Отсутствуют					
Содержание воды в %, не более	1,0	1,0	1,0	Отсутствуют					
Температура вспышки в °С, не ниже	65	65	65	35	50	60	90	65	40
Температура застывания в °С, не выше	—5	—5	+5	—60	—45	—10	—15	—10	—35

хорошей воспламеняемостью, а альфа-метилнафталин $C_{10}H_7CH_3$ — плохой. Цетановое число равно количеству процентов содержания цетана в смеси с альфа-метилнафталином, имеющей такую же характеристику воспламеняемости, как испытуемое топливо. Например, если испытуемое топливо имеет такую же воспламеняемость, как эталонная смесь, содержащая 40% цетана и 60% альфа-метилнафталина, то цетановое число этого топлива равно 40.

Вязкость топлива определяет величину давления распыливания и поэтому не должна быть слишком большой.

Коксуемость характеризует склонность топлива к нагарообразованию и поэтому ограничивается.

От кислотности зависит интенсивность коррозии деталей топливной аппаратуры, в результате чего кислотность не должна превышать установленных пределов, особенно у топлив для быстроходных дизелей.

Содержание серы или сернистых соединений в топливе вредно отражается на работе, вызывает коррозию деталей двигателя и образование отложений нагара. Поэтому содержание серы в топливе для быстроходных дизелей не должно превышать 0,2% и лишь как исключение допускается до 1,0%, но при условии применения масел со специальными присадками. В топливе для тихоходных дизелей содержание серы может достигать 1,5—2%.

Температура вспышки топлива характеризует его пожарную опасность при хранении.

Важным показателем является температура застывания. Топлива с высокой температурой застывания без подогрева не могут быть использованы в холодных условиях, так как не текут по трубопроводам.

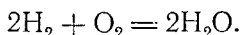
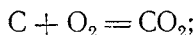
Для автомобильных двигателей с электрическим зажиганием применяются бензины А-66, АЗ-66, А-72, А-74 и А-76 по ГОСТу 2084-56. Указанные в марках цифры характеризуют антидетонационные качества этих бензинов (октановое число). Под детонацией понимается сгорание взрывного характера, при котором в цилиндре двигателя возникают недопустимо высокие давления.

Оценка антидетонационных качеств испытуемого топлива производится сравнением его с эталонным, состоящим из смеси изооктана C_8H_{18} и гептана C_7H_{16} . Изооктан отличается хорошими антидетонационными качествами, а гептан — низкими. Количество процентов изооктана, содержащегося в эталонном топливе, имеющем такие же антидетонационные качества, как испытуемое, называется октановым числом

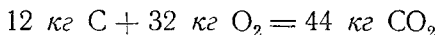
Большинство нефтяных топлив имеет следующий химический элементарный состав: углерода С — 86%, водорода Н — 13%, кислорода О — 1%.

§ 60. КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМОЕ ДЛЯ СГОРАНИЯ

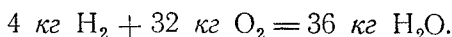
Реакции окисления при полном сгорании топлива выражаются следующими химическими формулами:



Атомный вес для технических расчетов можно принять для углерода равным 12, для кислорода равным 16 и для водорода равным 1, поэтому



и



32 кг кислорода O_2 составляют 1 килограмм-молекулу или 1 моль.

Количество кислорода O_2 в молях, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, равно

$$O_2 = \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ моль/кг.} \quad (17)$$

Здесь буквы C, H и O обозначают содержание в килограммах углерода, водорода и кислорода на 1 кг топлива.

Содержание кислорода в воздухе по объему составляет 21%. Следовательно, количество молей воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, будет

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ моль/кг.} \quad (18)$$

При неполном сгорании происходит образование небольшого количества окиси углерода CO и других газов.

Определив значение L_0 в молях, можно найти весовое количество воздуха L'_0 , необходимое для сгорания 1 кг топлива

$$L'_0 = 28,96 L_0 \text{ кг/кг,}$$

где 28,96 — вес 1 моля воздуха.

Пример. Определить теоретически необходимое весовое количество воздуха L'_0 для полного сгорания 1 кг топлива, имеющего следующий состав: 86,5% C; 12,9% H; 0,6% O.

$$\begin{aligned} L'_0 &= \frac{28,96}{0,21} \left(\frac{0,865}{12} + \frac{0,129}{4} - \frac{0,006}{32} \right) = \\ &= 138 (0,0720 + 0,0322 - 0,0002) = 14,35 \text{ кг/кг.} \end{aligned}$$

Действительное содержание воздуха в горючей смеси $L_{\text{действ}}$ бывает больше или меньше теоретически необходимого. Отношение действительного количества воздуха к теоретически необходимому называется **коэффициентом избытка воздуха** α , т. е.

$$\alpha = \frac{L_{\text{действ}}}{L_0}. \quad (19)$$

У дизелей при полной нагрузке $\alpha = 1,35 \div 1,8$, а у карбюраторных двигателей $\alpha = 0,85 \div 1,15$. Сравнительно большой коэффициент избытка воздуха у дизелей объясняется трудностью равномерного распределения частиц топлива по всему пространству камеры сгорания и наличием «мертвых» зон, куда частицы топлива не попадают.

Количество продуктов сгорания в молях при сжигании 1 кг топлива составляет

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + L_0 (\alpha - 0,21) \text{ моль/кг.} \quad (20)$$

Приращение количества молей при сгорании равно

$$\Delta M = M_2 - \alpha L_0 = \frac{H}{2} + \frac{O}{32}. \quad (21)$$

Теоретический коэффициент молекулярного изменения μ_0 равен

$$\mu_0 = \frac{M_2}{\alpha L_0} = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha L_0}. \quad (22)$$

Весовое количество продуктов сгорания 1 кг топлива будет

$$M'_2 = 1 + \alpha L'_0 \text{ кг/кг}.$$

Содержание газов в продуктах сгорания в процентах по объему составляет

$$CO_2 = \frac{C}{M_2} \cdot 100$$

$$H_2O = \frac{H}{M_2} \cdot 100;$$

$$O_2 = \frac{0,21 (\alpha - 1) L_0}{M_2} \cdot 100;$$

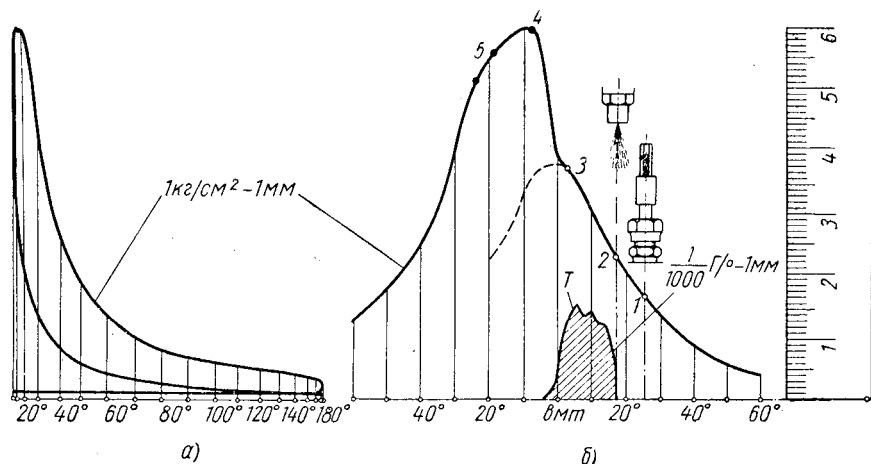
$$N_2 = \frac{0,79 \alpha L_0}{M_2} \cdot 100.$$

§ 61. ФАЗЫ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ У ДИЗЕЛЕЙ

На фиг. 171 изображены нормальная и развернутая индикаторные диаграммы дизеля. Здесь же показана диаграмма подачи топлива, обозначенная буквой T . Точка 1 на развернутой индикаторной диаграмме соответствует началу подачи топлива насосом. Через некоторый промежуток времени (период задержки впрыска) в точке 2, соответствующей моменту начала подъема иглы форсунки, начинается впрыск топлива в цилиндр.

Период от начала впрыска (точка 2) до начала повышения давления над линией сжатия (точка 3) представляет собой первую фазу процесса сгорания — **период задержки воспламенения**. В течение этого периода топливо, поступившее в цилиндр, проходит стадию предварительной физико-химической подготовки к воспламенению. Одним из основных условий наивыгоднейшего протекания процесса сгорания в дизеле является максимальное сокращение периода задержки воспламенения. Продолжительность периода задержки воспламенения зависит главным образом от температуры и давления воздуха в цилиндре к моменту впрыска топлива, мелкости распыливания и физико-химических свойств топлива (цетанового числа и др.), наличия в камере сгорания нагретых тел (катализаторов) и вихревых

движений газов в цилиндре в конце сжатия. Значительного сокращения периода задержки воспламенения можно добиться повышением температуры и давления воздуха в конце сжатия. Поэтому у дизелей с наддувом период задержки воспламенения меньше, чем у дизелей без наддува. Для сокращения периода задержки воспламенения желательно применять топливо с цетановым числом не менее 40—45. Влияние вихревых движений газов на период задержки воспламе-



Фиг. 171. Индикаторные диаграммы дизеля:

a — нормальная индикаторная диаграмма; *б* — развернутая индикаторная диаграмма; 1 — начало подачи топлива; 2 — начало впрыска; 3 — начало воспламенения; 4 — точка максимального давления цикла; 5 — точка максимальной температуры цикла; 6 — конец сгорания топлива.

нения зависит от температуры в конце сжатия. При низкой температуре газов период задержки воспламенения вследствие вихревых движений может возрасти.

Вторая фаза процесса сгорания — **период воспламенения и начального горения**. Этот период соответствует промежутку времени от начала воспламенения (точка 3) до момента достижения максимального давления цикла (точка 4). От характера протекания второй фазы зависит жесткость работы дизеля. Количественная оценка жесткости работы дизеля выражается скоростью нарастания давления $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$, где α — угол поворота коленчатого вала. Величина $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ определяет тангенс угла наклона элементарных участков линии начального горения на индикаторной диаграмме. При больших значениях $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$, т. е. при резком нарастании усилий от давления газов, ухудшаются условия работы деталей, воспринимающих эти усилия. У большинства современных дизелей величина $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ находится в пределах 1,5—

20 кг/см² град, но иногда достигает 30—40 кг/см² град и выше. Увеличение $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ может быть вызвано работой при низкой температуре поступающего в цилиндры воздуха, разрежением во впускном трубопроводе, ранней подачей в цилиндры топлива, применением топлив с низким цетановым числом.

Процесс сгорания во второй фазе характеризуется **возрастающим тепловыделением**.

Третья фаза — **период основного горения** — продолжается от момента достижения максимального давления (точка 4) до точки 5, в которой температура цикла достигает наибольшей величины. Эта фаза характеризуется высокой скоростью сгорания, а также интенсивным и приблизительно постоянным по величине тепловыделением. Протекание процесса сгорания в этой фазе оказывает большое влияние на величину к. п. д. цикла и полноту сгорания. Сокращение продолжительности третьей фазы и более полное сгорание топлива в течение этого периода может быть достигнуто путем интенсивного перемешивания топлива с воздухом.

Четвертая фаза — **замедленное горение** или **догорание** — протекает при снижающихся температуре и давлении газов. Этот период начинается после основного горения (точка 5) и продолжается до конца горения (точка 6). Замедленное горение происходит при сокращающемся тепловыделении.

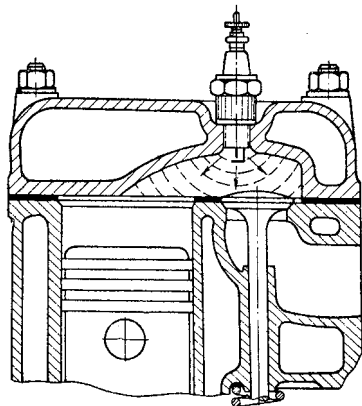
Ввиду того что при замедленном горении (догорании) избыток кислорода невелик, а температура и давление газов быстро уменьшаются, иногда может происходить неполное сгорание топлива, сопровождающееся дымным выпуском. Чем меньше топлива сгорает во время четвертой фазы, тем экономичнее работает дизель.

§ 62. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ У ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Схема развития процесса сгорания у двигателей с принудительным зажиганием отличается от схемы развития процесса сгорания у дизелей тем, что камера сгорания в конце сжатия заполнена не воздухом, а однородной горючей смесью из паров топлива, воздуха и остаточных газов.

Зажигание горючей смеси электрической искрой производится, как и впрыск топлива у дизелей, с опережением, т. е. до в. м. т. Угол опережения зажигания обычно составляет 25—30° до в. м. т. В результате теплового и электрического воздействия на смесь после ее физико-химической подготовки (период задержки воспламенения) возникает очаг пламени. Пламя распространяется с большой скоростью по пространству камеры сгорания (фиг. 172), и при этом происходит повышение давления. Фронт пламени передвигается от

очага пламени в направлении еще невоспламененной смеси. При условиях, способствующих чрезмерному повышению скорости распространения пламени, сгорание приобретает характер детонации, т. е. протекает со скоростью, во много раз превышающей обычную, и сопровождается сильным стуком, а также дымным выпуском. При детонации в цилиндре возникают очень большие давления, оказывающие разрушающее действие на детали двигателя. Опасность возникновения детонации препятствует увеличению степени сжатия и, следовательно, повышению экономичности двигателей с принудительным зажиганием. Для предотвращения детонации применяются специальные топлива с высоким октановым числом.



Фиг. 172. Схема распространения пламени у двигателя с электрическим зажиганием.

ГЛАВА XIV

ПРОЦЕСС ГАЗООБМЕНА

§ 63. КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТ ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ

Процесс очистки цилиндра и замены отработавших газов свежим воздухом у дизелей или горючей смесью у карбюраторных двигателей называется процессом газообмена. Чем больше вес заполняющего цилиндр свежего заряда, тем больше можно сжечь топлива и тем больше количество выделяющейся при сгорании тепловой энергии.

Степень заполнения цилиндра свежим воздухом или горючей смесью оценивается коэффициентом наполнения. Коэффициентом наполнения η_v называется отношение веса действительного заряда $G_{\text{действ}}$ к теоретически возможному $G_{\text{теор}}$, который мог бы поместиться в рабочем объеме цилиндра V_h при давлении p_0 и температуре T_0 окружающей среды, т. е.

$$\eta_v = \frac{G_{\text{действ}}}{G_{\text{теор}}}. \quad (23)$$

Отношение весовых количеств может быть заменено отношением объемов, которые занимают действительное и теоретическое количества воздуха или смеси при условиях окружающей среды

(p_0 и T_0). Объем действительного заряда можно определить, воспользовавшись характеристическим уравнением (1), т. е.

$$V_{\text{действ}} = G_{\text{действ}} R \frac{T_0}{p_0}. \quad (24)$$

Здесь газовую постоянную R можно принять равной 29, 27, как и для чистого воздуха. Объем теоретически возможного заряда равен V_h . Следовательно, коэффициент наполнения можно выразить так:

$$\eta_v = \frac{V_{\text{действ}}}{V_h}. \quad (25)$$

Коэффициент наполнения для разных двигателей имеет такое значение:

Дизели без наддува	0,75—0,90
Дизели с наддувом	0,85—1,05
Карбюраторные двигатели	0,65—0,75

Количество свежего заряда и коэффициент наполнения расчетного цикла зависят от давления p_a и температуры T_a в начале сжатия, от степени сжатия ϵ и от количества продуктов сгорания, остающихся в цилиндре в процессе газообмена, определяемых коэффициентом остаточных газов, который равен отношению количества остаточных газов к действительному количеству свежего заряда, т. е.

$$\gamma = \frac{G_{\text{ост}}}{G_{\text{действ}}}.$$

Зависимость коэффициента наполнения от перечисленных параметров выражается уравнением

$$\eta_v = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma}. \quad (26)$$

При поступлении в цилиндр свежего воздуха (смеси) происходит подогрев его от соприкосновения с нагретыми клапанами и стенками цилиндра. Поэтому температура T_a выше температуры T_0 на величину $\Delta T = 5 \div 25^\circ$.

На фиг. 173 схематически изображен процесс газообмена четырехтактного двигателя в координатах pV . При выпуске давление в цилиндре p_r вследствие гидравлических сопротивлений в клапанах и выпускном трубопроводе выше атмосферного и составляет $p_r = (1,07 \div 1,15) p_0$. При впуске давление в цилиндре p_a ниже атмосферного и находится в пределах $p_a = (0,80 \div 0,90) p_0$.

Степень сжатия у дизелей составляет $\epsilon = 12 \div 20$, а у карбюраторных двигателей $\epsilon = 4 \div 7$.

Коэффициент остаточных газов для разных двигателей при полной нагрузке имеет следующие значения:

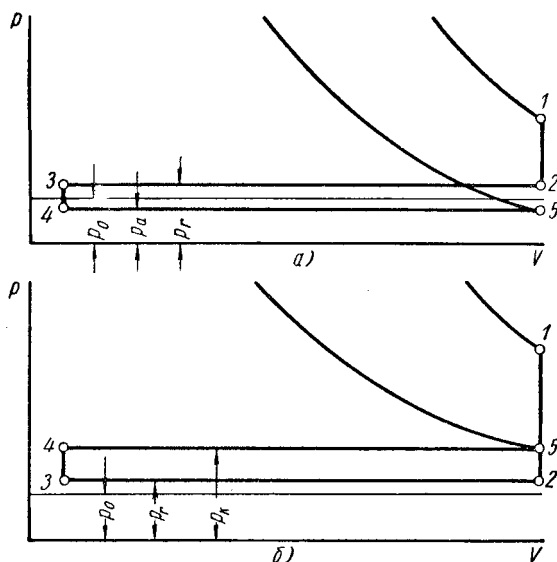
Четырехтактные дизели	$\gamma = 0,03 \div 0,06$
Двухтактные дизели:	
с прямоотной продувкой	$\gamma = 0,03 \div 0,15$
с контурной продувкой	$\gamma = 0,1 \div 0,3$
Карбюраторные двигатели	$\gamma = 0,05 \div 0,15$

Пример. Определить коэффициент наполнения дизеля без наддува при $\epsilon = 15$, $\Delta T = 7^\circ$, $p_a = 0,85 \text{ кг/см}^2$ и $\gamma = 0,04$. Начальное давление p_0 и температуру T_0 обычно принимают равными $p_0 = 1,033 \text{ кг/см}^2$; $T_0 = 288^\circ \text{ абс}$

$$\eta_v = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma} = \frac{15}{14} \cdot \frac{0,85}{1,033} \cdot \frac{288}{295} \cdot \frac{1}{1,04} = 0,83.$$

§ 64. ПРОЦЕСС ГАЗООБМЕНА ПРИ РАБОТЕ С НАДДУВОМ

У четырехтактных двигателей с наддувом давление и температура воздуха (смеси) перед цилиндром равны давлению p_k и темпе-



Фиг. 173. Процесс газообмена в расчетном цикле четырехтактного двигателя:

a — двигатель без наддува; *б* — двигатель с наддувом;
1 — начало выпуска; 2 — начало выталкивания; 3 — конец выталкивания; 4 — начало впуска; 5 — начало сжатия.

ратуре T_k воздуха на выходе из компрессора. Если при работе с наддувом не используется энергия отработавших газов, то давление в цилиндре во время выпуска p , имеет приблизительно такую же величину, как и у двигателей без наддува. В этом случае давление впуска значительно выше давления выпуска (фиг. 173, б). Поэтому

по окончании выталкивания газов из цилиндра во время перекрытия фаз выпуска и впуска, т. е. в период, когда одновременно открыты впускной и выпускной клапаны, происходит продувка пространства сжатия. Вследствие уменьшения коэффициента остаточных газов в результате заполнения свежим воздухом пространства сжатия у двигателей с наддувом коэффициент подачи η_v обычно выше, чем у двигателей без наддува.

Количество воздуха (смеси), поступающего в цилиндр из компрессора, больше веса свежего заряда, так как часть воздуха (смеси) расходуется на продувку и уносится вместе с продуктами сгорания. Отношение общего количества воздуха (смеси), поступающего в цилиндр при впуске, к количеству воздуха, остающегося в цилиндре после продувки, называется коэффициентом расхода свежего заряда или коэффициентом расхода $\varphi_{расх}$:

$$\varphi_{расх} = \frac{G_{общ}}{G_{действ}}. \quad (27)$$

У четырехтактных двигателей с наддувом коэффициент расхода изменяется в пределах $\varphi_{расх} = 1,1 \div 1,2$.

При отсутствии продувки $\varphi_{расх} = 1$.

Если энергия отработавших газов используется в газовой турбине, давление во время выпуска p_r выше, чем при работе без наддува, но при удачной конструкции турбокомпрессора давление p_k будет меньше давления p_r .

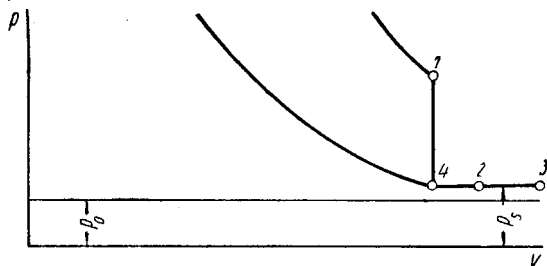
§ 65. ПРОЦЕСС ГАЗООБМЕНА У ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Процесс газообмена у двухтактных двигателей состоит из выпуска и продувки (фиг. 174). В идеальном цикле процесс отвода тепла происходит по изохоре 1—4. Часть хода поршня от точки 1 до точки 3

представляет собой потерянный ход:

$$\phi = \frac{V_h''}{V_h}, \quad (28)$$

где V_h'' — потерянный объем, соответствующий потерянному ходу поршня;
 V_h — полный рабочий объем цилиндра.



Фиг. 174. Процесс газообмена в расчетном цикле двухтактного двигателя:

1 — начало выпуска; 2 — начало продувки; 3 — нижняя мертвая точка; 4 — начало сжатия.

Доля потерянного хода ϕ от всего хода поршня составляет 15—30%.

Степень сжатия ϵ у двухтактных двигателей относится к полезному ходу поршня. По полному ходу поршня определяется геометри-

ческая степень сжатия. Соотношение между геометрической степенью сжатия ϵ' и действительной ϵ_0 выражается формулой

$$\epsilon' = \frac{\epsilon_0 - 1}{1 - \phi} + 1. \quad (29)$$

Так, например, при $\epsilon_0 = 16$ и $\phi = 0,25$ геометрическая степень сжатия будет равна $\epsilon' = 21$.

Величину потеряннго хода поршня во всех случаях следует считать по моменту действительного начала сжатия.

Количество поступающего в цилиндр продувочного воздуха G_n , нагнетаемого компрессором (продувочным насосом) через продувочные органы, больше остающегося в цилиндре свежего заряда $G_{действ.}$. Отношение $\phi = \frac{G_n}{G_{действ.}}$ называется коэффициентом продувки. Коэффициент продувки изменяется в пределах $\phi = 1,2 \div 1,9$. Меньшие величины относятся к двигателям с прямоточной, а большие — к двигателям с контурной продувкой.

ГЛАВА XV

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

§ 66. ЗАДАЧИ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

Основной задачей теплового расчета двигателя является построение расчетной индикаторной диаграммы. При помощи индикаторной диаграммы можно определить усилия от давления газов, действующие на детали двигателя в любые моменты времени.

Кроме этого, тепловой расчет позволяет проверить возможность получения заданной мощности при выбранных основных параметрах: диаметре цилиндра, ходе поршня, числе цилиндров и числе оборотов.

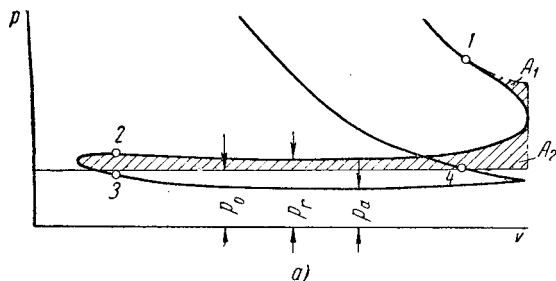
Основоположником принятого в настоящее время теплового расчета является профессор МВТУ В. И. Гриневецкий, опубликовавший в 1907 г. методику теплового расчета двигателя с принудительным зажиганием. Профессоры МВТУ Е. К. Мазинг и Н. Р. Брилинг разработали методику теплового расчета для двигателей с воспламенением от сжатия — дизелей. Дальнейшее развитие методики теплового расчета было проведено советскими учеными А. С. Орлиным, Д. Н. Вырубовым, Б. Г. Либровичем, Н. М. Глаголевым и другими.

Порядок теплового расчета заключается в последовательном определении расчетным путем величин, необходимых для построения индикаторной диаграммы проектируемого двигателя.

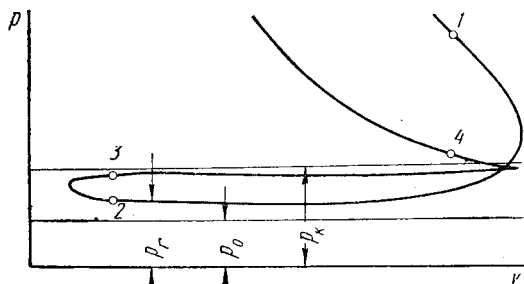
§ 67. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА

Четырехтактные двигатели

В действительном цикле процесс газообмена отличается от того, как этот процесс представлен в расчетном или идеальном цикле. Вместо идеализированных процессов впуска и выпуска при постоянных давлениях, приходится рассматривать более сложные газодинамические и тепловые процессы.



а)



б)

Фиг. 175. Действительный процесс газообмена у четырехтактного двигателя:

а — без наддува; б — с наддувом; 1 — начало выпуска; 2 — начало впуска; 3 — конец выпуска; 4 — начало сжатия.

адиабатный. Заканчивается этот период вскоре после того, как поршень пройдет н. м. т. и давление в цилиндре уменьшится до величины p_r , близкой к давлению окружающей среды.

Большая часть газов (60—80%) удаляется из цилиндра в результате свободного истечения во время первого периода выпуска.

Во время второго периода выпуска продукты сгорания выталкиваются поршнем. В цилиндре устанавливается примерно постоянное давление p_r , большее чем давление p_r в выпускном трубопроводе. Разность давлений $p_r - p_p$, как указывалось выше, зависит от сопротивления движению газов в клапанах и главным образом от скорости газов. Температура газов T_r в течение второго периода выпуска понижается примерно на 10—30° вследствие отвода теплоты в охлаждающую среду.

У четырехтактных двигателей началом процесса газообмена

(фиг. 175) является открытие выпускного клапана с опережением до н. м. т. В этот момент давление газов в цилиндре будет $p_b = 3 \div 8 \text{ кг/см}^2$ и температура $T_b = 1000 \div 1500^\circ \text{ абс.}$ Большие величины давления и температуры относятся к дизелям с наддувом и к карбюраторным двигателям, а меньшие — к тихоходным дизелям без наддува. В первый период выпуска под действием высокого давления происходит истечение газов из цилиндра. Процесс истечения можно рассматривать как

Процесс истечения можно рассматривать как

Фазу начала открытия выпускного клапана следует выбирать так, чтобы сумма потерь (заштрихованная площадь) от неполного расширения газов A_1 (фиг. 175, а) и на преодоление гидравлических сопротивлений A_2 при выталкивании была наименьшей.

В конце хода выпуска клапан начинает открываться впускной клапан. Величины применяющихся перекрытий впускного и выпускного клапанов приведены выше, в табл. 11.

Момент начала открытия впускного клапана не всегда является началом процесса впуска свежего заряда. При работе без наддува и при давлении выпуска p_r , большем, чем давление наддува p_k , перед поступлением свежего заряда в цилиндр происходит расширение остаточных газов до тех пор, пока давление в цилиндре не понизится до атмосферного (фиг. 175, а). После этого при движении поршня к н. м. т. в цилиндре создается разрежение, величина которого зависит от гидравлических сопротивлений при движении воздуха (смеси) через впускные клапаны. Давление p_a в цилиндре во время впуска меняется. Наибольшее разрежение будет в тот момент, когда скорость поршня достигает максимальной величины, т. е. в средней части хода. В конце такта впуска, вследствие уменьшения скорости поршня, давление в цилиндре повышается и достигает $(0,80-0,90) p_0$. При работе с наддувом в случае, если давление наддува больше давления выпуска ($p_k > p_r$), характер протекания процесса впуска несколько меняется (фиг. 175, б). Вместо расширения остаточных газов в начале такта впуска происходит процесс продувки камеры сгорания.

После н. м. т. как при работе с наддувом, так и без него впускной клапан еще остается открытым. Вследствие того что давление в цилиндре при положении поршня в н. м. т. меньше, чем давление перед впускными клапанами, в цилиндр продолжает поступать воздух (смесь). Поступление воздуха продолжается до тех пор, пока давление в цилиндре станет равным давлению перед впускными клапанами. Кроме того, воздух во впускном трубопроводе и патрубках впускных клапанов перед н. м. т. движется с большой скоростью. Под действием сил инерции он продолжает поступать в цилиндр еще некоторый промежуток времени после того, как давление в цилиндре станет равным атмосферному. Процесс поступления воздуха в цилиндр после н. м. т. называется дозарядкой, которая оценивается коэффициентом дозарядки Δ , представляющим собой отношение действительного веса заряда $G_{действ}$ к весу заряду G_a в начале такта сжатия, т. е. в н. м. т.:

$$\Delta = \frac{G_{действ}}{G_a}. \quad (30)$$

Продувка камеры сгорания может быть оценена коэффициентом очистки камеры сгорания η_r , величина которого определяет долю остаточных газов, удаляемых из камеры сгорания за период перекрытия впуска и выпуска.

Подогрев воздуха (смеси) при входе в цилиндр может быть оценен коэффициентом δ , который равен

$$\delta = \frac{T_{\kappa} + \Delta T_{\kappa}}{T_{\kappa}}, \quad (31)$$

где δ — степень подогрева свежего заряда;

T_{κ} — температура свежего заряда перед впускными клапанами;

ΔT_{κ} — повышение температуры свежего заряда от соприкосновения с нагретыми деталями перед поступлением в цилиндр.

Температура газов в начале сжатия T_a определяется из уравнения смешения свежего заряда с остаточными газами:

$$T_a = \frac{T_a \delta + \gamma T_r}{1 + \gamma}. \quad (32)$$

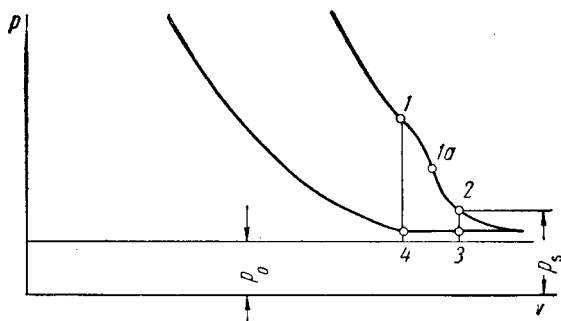
При работе без наддува $T_{\kappa} = T_0$.

Если учитывать дозарядку цилиндра, продувку камеры сгорания и подогрев свежего заряда, то коэффициент наполнения можно определить по уравнению

$$\eta_v = \left[\frac{p_a}{p_{\kappa}} - \frac{(1 - \eta_r) \frac{p_r}{p_{\kappa}} - \frac{p_a}{p_{\kappa}}}{\varepsilon - 1} \right] \frac{\Delta}{\delta}. \quad (33)$$

Величины Δ , η_r и δ имеют следующие значения: $\Delta = 1,02 \div 1,10$; $\eta_r = 0,0 \div 0,9$; $\delta = 1,02 \div 1,10$.

При выборе значений этих коэффициентов необходимо учитывать степень наддува, возможность продувки камеры сгорания, вероятную степень подогрева и др.



Фиг. 176. Действительный процесс газообмена у двухтактного двигателя:

1 — начало выпуска; 2 — начало продувки, 3 — конец продувки; 4 — начало сжатия.

Двухтактные двигатели

Процесс газообмена у двухтактных двигателей (фиг. 176) начинается за $65-90^\circ$ угла поворота кривошипа до н. м. т. В момент открытия органов выпуска (точка 1) давление составляет $4-9 \text{ кг/см}^2$. В первый период выпуска происходит свободное истечение. В точке 2

начинается открытие продувочных органов. В этот момент давление в цилиндре несколько выше давления продувки. Через некоторый промежуток времени эти давления выравниваются. Продувочный воздух входит в цилиндр и вытесняет продукты сгорания. Давление в цилиндре постепенно уменьшается до давления, близкого к давлению

в выпускном трубопроводе p_p . В точке 3 продувочные органы закрываются и поршень вытесняет часть газов из цилиндра наружу. В точке 4 закрываются выпускные органы (окна или клапаны) и начинается сжатие.

Расчет процесса продувки будет приведен ниже, в гл. XVI.

Ориентировочно для теплового расчета двигателей без наддува при давлении продувочного воздуха p_{np} величину давления в начале сжатия p_a можно принять равной

$$p_a = (0,90 \div 1,0) p_{np} \text{ кг/см}^2.$$

Температуру газов в начале сжатия T_a можно определить по формуле

$$T_a = \frac{T'_{np} + \gamma T_r}{1 + \gamma}, \quad (34)$$

где T_r — температура начала выпуска в точке 1; $T_r = 600 \div 900^\circ$ абс.;

T'_{np} — температура продувочного воздуха на входе в цилиндр с учетом ее изменения при истечении из ресивера и подогрева от стенок;

$$T'_{np} = T_{np} \left(\frac{p_u}{p_{np}} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \Delta T_{np} \text{ } ^\circ\text{аэс.}; \quad (35)$$

здесь p_u — давление в цилиндре во время продувки в кг/см^2 ;

k — показатель адиабаты, который может быть принят равным 1,4;

ΔT_{np} — повышение температуры продувочного воздуха из-за подогрева от стенок; $\Delta T_{np} = 5 \div 40^\circ \text{С}$.

Коэффициент наполнения вычисляется по формуле

$$\eta_v = \frac{\epsilon_0}{\epsilon_0 - 1} \cdot \frac{p_a}{p_{np}} \cdot \frac{T_{np}}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma}, \quad (36)$$

где ϵ_0 — действительная степень сжатия с учетом потеряннного хода.

§ 68. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СЖАТИЯ

Во время сжатия механическая энергия в виде кинетической энергии движущихся масс маховика и других деталей или работы, совершаемой в других цилиндрах, преобразуется во внутреннюю энергию газов. Вследствие этого температура газов при сжатии повышается. Чтобы процесс сгорания протекал нормально, температура воздуха (смеси) в конце сжатия должна быть достаточно высокой. Степень сжатия дизелей выбирают обычно такой, чтобы температура в конце сжатия T_c была на $200\text{—}300^\circ \text{С}$ выше температуры воспла-

менения топлива. Давление p_c и температура T_c определяют по формулам:

$$p_c = \varepsilon^{n_1} p_a \text{ кг/см}^2; \quad (37)$$

$$T_c = \varepsilon^{n_1-1} T_a \text{ }^\circ\text{абс.} \quad (38)$$

Средняя величина показателя политропы сжатия n_1 зависит от ряда факторов. Величина показателя политропы сжатия n_1 уменьшается при увеличении количества отведенного от газов теплоты. Количество отведенной от газов теплоты возрастает при увеличении разности температур газов и охлаждающей среды, при улучшении теплопроводности стенок цилиндра при повышении скорости движения газов внутри цилиндра и охлаждающей жидкости или воздуха снаружи цилиндра.

У дизелей с разделенной камерой сгорания на величину показателя политропы сжатия n_1 влияет не только теплообмен между газами и стенками цилиндра, но и гидравлические сопротивления при перетекании газов из цилиндра в камеру. При малых сечениях горловины и большом объеме камеры разность давлений в цилиндре и в камере имеет большую величину. Поэтому величина показателя политропы n_1 процесса сжатия в цилиндре у предкамерных и вихрекамерных дизелей больше, чем у дизелей с неразделенной камерой сгорания.

При работе с наддувом величина n_1 возрастает. Это объясняется тем, что при одинаковой поверхности охлаждения у двигателей с наддувом количество газов в цилиндре больше, чем у двигателей без наддува. Поэтому количество теплоты, которое отводится во время сжатия от 1 кг газа в окружающую среду, у двигателя с наддувом меньше.

У карбюраторных двигателей часть теплоты во время сжатия расходуется на испарение топлива, и поэтому величина n_1 меньше, чем у дизелей. Для дизелей можно принимать $n_1 = 1,32 \div 1,40$, а для карбюраторных двигателей $n_1 = 1,3 \div 1,35$.

§ 69. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СГОРАНИЯ

На фиг. 177 показаны части развернутых диаграмм расчетных и действительных циклов, соответствующие процессу сгорания. От точки 2 до точки 3' у дизелей и до точки 3 у двигателей с принудительным зажиганием происходит повышение давления до максимальной величины $p_{цк}$.

Отношение максимального давления цикла $p_{цк}$ к давлению в конце сжатия p_c или степень повышения давления λ имеет наибольшую величину у двигателей с принудительным зажиганием. У дизелей λ возрастает с увеличением числа оборотов.

Для расчетного цикла температура газов в конце изохорного подвода теплоты равна:

для дизелей

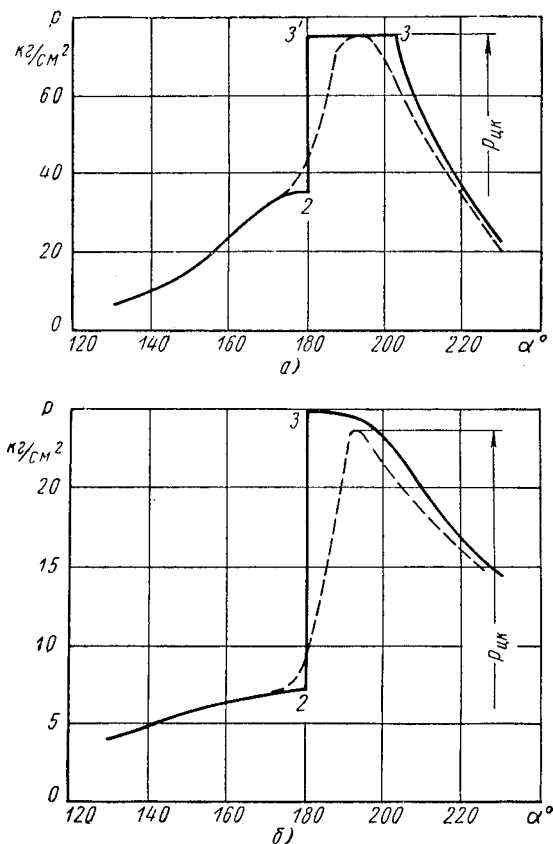
$$T'_3 = \frac{T_2}{\mu} \cdot \frac{p_{цк}}{p_2} = \frac{T_2}{\mu} \lambda^\circ \text{ абс.};$$

для дизелей с принудительным зажиганием

$$T_3 = \frac{T_2}{\mu} \cdot \frac{p_{цк}}{p_2} = \frac{T_2}{\mu} \lambda^\circ \text{ абс.},$$

(39)

где p_2 и T_2 — давление и температура газов в конце сжатия;
 μ — коэффициент молекулярного изменения при сгорании.



Фиг. 177. Процесс сгорания на развернутой индикаторной диаграмме для расчетного и действительного циклов:

a — дизели; *б* — двигатели с принудительным зажиганием.

В тепловом расчете дизелей при определении температуры T'_3 величину μ можно не учитывать, так как в течение второй фазы сгорания от точки 2 до точки 3 успевает сгореть лишь некоторая часть

топлива, и поэтому, если принять $\mu = 1$, ошибка не будет превышать 1—1,5 %.

Для определения температуры газов в точке 3 расчетной диаграммы можно воспользоваться уравнением сгорания:

$$U_2 + Q = U_3 + AW, \quad (40)$$

где U_2 и U_3 — внутренняя энергия газов соответственно в точках 2 и 3;

Q — количество теплоты, используемой при сгорании топлива для нагрева газов;

AW — механическая работа в тепловых единицах, совершаемая газами во время сгорания.

Внутренняя энергия газов, приходящаяся на 1 кг топлива, в точке 2, т. е. в конце сжатия, равна

$$U_2 = Lc'_v T_2 + M_{ост} c''_v T_2 \text{ ккал/кг}, \quad (41)$$

где L и $M_{ост}$ — количество молей соответственно свежего воздуха и остаточных газов, приходящихся на 1 кг топлива, в моль/кг;

c'_v и c''_v — молярные изохорные средние теплоемкости соответственно свежего воздуха и продуктов сгорания в ккал/моль·град;

T_2 — абсолютная температура газов в точке 2, т. е. в конце сжатия, в °абс.

Внутренняя энергия газов в точке 3, т. е. в конце сгорания расчетной диаграммы, равна

$$U_3 = c''_v (M + M_{ост}) \text{ ккал/кг},$$

где M — количество молей газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива в моль/кг.

Количество тепла, сообщенного газам во время сгорания 1 кг топлива, равно

$$Q = \xi H_u \text{ ккал/кг},$$

где H_u — низшая теплотворность топлива, т. е. количество теплоты в ккал/кг, выделяющейся при полном сгорании 1 кг топлива, без учета скрытой теплоты парообразования образующихся водяных паров;

ξ — коэффициент использования теплоты.

Коэффициент использования теплоты представляет собой долю теплоты, которая сообщается газам из всего количества теплоты, выделяющейся при сгорании топлива. Остальную часть выделяющейся теплоты составляют потери от неполноты сгорания, потери в охлаждающую среду, потери энергии на создание вихревых движений газов у дизелей с разделенной камерой, а также расход энергии на диссоциацию газов при высокой температуре.

Величина коэффициента использования теплоты ξ изменяется в следующих пределах:

у дизелей	$\xi = 0.75 \div 0.90$
у двигателей с принудительным зажиганием . . .	$\xi = 0.80 \div 0.90$

Механическая работа AW , совершаемая газами при расширении от точки $3'$ до точки 3 , равна

$$AW = 1,985 (M + M_{осм}) T_3 - 1,985 (L + M_{осм}) \lambda T_2 \text{ ккал/кг.}$$

В этом выражении величина $1,985 = c_p'' - c_v'' = c_p' - c_v'$, т. е. это разность между изобарной и изохорной молярными теплоемкостями газов.

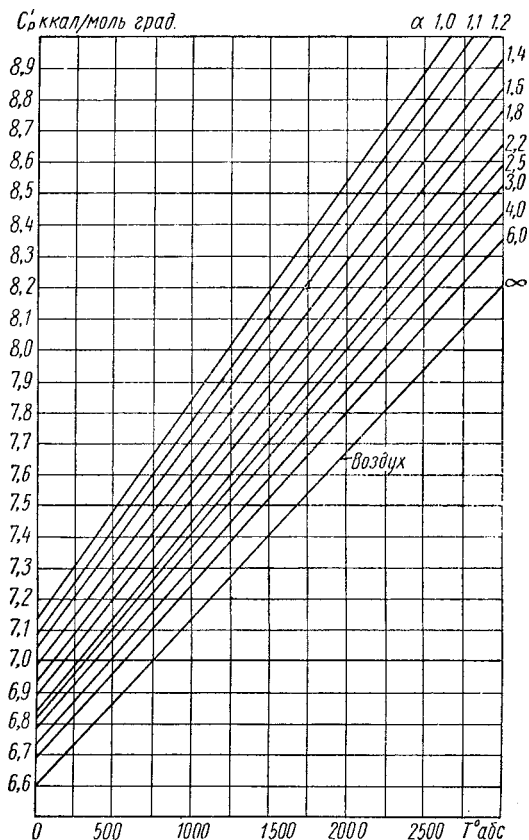
Подставляем величины U_2 , U_3 , Q и AW в уравнение (40); после преобразований и некоторых упрощений получим

$$\begin{aligned} \frac{\xi H_u}{\alpha L_0} + (1 + \gamma) [c_p' + \\ + 1,985 (\lambda - 1)] T_2 = \\ = (\mu + \gamma) c_p'' T_3. \end{aligned} \quad (42)$$

Величины средних молярных изобарных теплоемкостей продуктов полного сгорания нефтяных топлив приведены на фиг. 178.

Величина c_p'' зависит от температуры T_3 , и поэтому определение величины T_3 может быть выполнено методом последовательного приближения.

Задавшись величиной T_3 , находим по кривым на фиг. 178 теплоемкость c_p'' , соответствующую этой температуре, и теплоемкость воздуха c_p' , соответствующую температуре T_2 . Подсчитав предварительно температуру T_3 , находим более точное значение c_p'' , а затем и уточненное значение температуры T_3 .



Фиг. 178. Величины средних молярных изобарных теплоемкостей продуктов сгорания жидкого нефтяного топлива (86% С, 13% Н, 1% О) при различных температурах и коэффициентах избытка воздуха

Так как при определении температуры T_3 ряд параметров и, в частности, коэффициент использования теплоты ξ оценивается приближенно, некоторая неточность в определении c_p' и c_p'' не может значительно влиять на точность расчета.

Определив температуру T_3 , можно найти величину степени предварительного расширения ρ , т. е.

$$\rho = \frac{T_3}{T_2}. \quad (43)$$

Получаемые в результате теплового расчета параметры, характеризующие процесс сгорания при номинальной мощности, изменяются в следующих пределах:

	Для дизелей	Для двигателей с принудительным зажиганием
Степень повышения давления λ	12—22	3—4
Степень предварительного расширения ρ	1.2—2.0	1
Максимальное давление в цилиндре $p_{цк}$ в кг/см ²	50—110	25—50
Температура в цилиндре в конце сгорания T_3 в ° абс.	1600—2400	2200—2700

§ 70. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАСШИРЕНИЯ

В расчетном цикле процесс расширения газов рассматривается как процесс, заканчивающийся в н. м. т. без предварения открытия выпускных органов.

Начальный период расширения характеризуется уменьшающейся скоростью тепловыделения вследствие догорания топлива. Одновременно происходит отвод теплоты от газов в охлаждающую среду через стенки цилиндра. Количество отведенной теплоты зависит также от разности температур газов и стенок. Во время процесса расширения величина охлаждающей поверхности стенок возрастает, но значительно быстрее уменьшается температура газов.

В результате по мере расширения газов уменьшается количество теплоты, отводимой от них через стенки цилиндра. Еще быстрее уменьшается количество теплоты, выделяющейся при сгорании топлива. В зависимости от соотношения количеств сообщенной газам и отведенной от них теплоты показатель политропы расширения приблизительно до середины хода поршня будет меньше показателя адиабаты (происходит сообщение теплоты газам), а от середины хода поршня — больше показателя адиабаты (происходит отвод теплоты от газов).

Средняя величина показателя политропы расширения изменяется в зависимости от нагрузки двигателя, числа оборотов, момента начала

впрыска и других факторов. При нормальной нагрузке и номинальном числе оборотов показатель можно принимать:

для быстроходных дизелей	$n_2 = 1,22 \div 1,28$
для тихоходных дизелей	$n_2 = 1,28 \div 1,32$
для двигателей с принудительным зажиганием	$n_2 = 1,20 \div 1,25$

Давление p_4 и температуру T_4 газов в конце расширения определяют по следующим уравнениям:

$$p_4 = p_2 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{n_2}; \quad (44)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{n_2-1}. \quad (45)$$

После того как найдены при помощи теплового расчета параметры основных точек индикаторной диаграммы двигателя, можно определить величину среднего индикаторного давления при смешанном процессе сообщения теплоты по формуле

$$p_i = \eta_0 \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left\{ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\epsilon} \right)^{n_2-1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left[1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right] \right\}. \quad (46)$$

Для определения среднего индикаторного давления p_i цикла с изохорным подводом теплоты нужно в уравнение (46) подставить $\rho = 1$. Если в уравнение (46) подставить $\lambda = 1$, то получится формула для подсчета среднего индикаторного давления цикла с изобарным подводом теплоты.

§ 71. ПРИМЕРЫ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЕТОВ

Тепловой расчет четырехтактного дизеля Д6 без наддува

Основные данные дизеля Д6 приведены в табл. 6. Мощность 150 л. с. при 1500 об/мин; число цилиндров $i = 6$; диаметр цилиндра $D = 150$ мм; ход поршня $S = 180$ мм; степень сжатия $\epsilon = 15$.

Для расчета приняты следующие величины.

Давление в выпускном трубопроводе $p_p = 1,08$ кг/см²;

Разность давлений в цилиндре во время такта выпуска p_r и в выпускном трубопроводе p_p , т. е. $p_r - p_p = 0,1$ кг/см²;

Давление в цилиндре в конце впуска $p_a = 0,85$ кг/см²;

Коэффициент дозарядки $\Delta = 1,05$;

Коэффициент очистки камеры сгорания $\eta_r = 0,2$;

Коэффициент подогрева $\delta = 1,04$;

Коэффициент остаточных газов $\gamma = 0,03$;

Показатель политропы сжатия $n_1 = 1,35$;

Показатель политропы расширения $n_2 = 1,28$;

Максимальное давление цикла $p_{цк} = 65 \text{ кг/см}^2$;

Коэффициент использования теплоты $\xi = 0,8$;

Температура газов в конце выпуска $T_r = 673^\circ \text{ абс.}$

Пользуясь ранее приведенными формулами, производим тепловой расчет.

Температура газов в начале сжатия

$$T_a = \frac{T_0 \delta + \gamma T_r}{1 + \gamma} = \frac{288 \cdot 1,04 + 0,03 \cdot 673}{1,03} = 310^\circ \text{ абс.}$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \left[\frac{p_a}{p_0} - \frac{(1 - \eta_r) \frac{p_r}{p_0} - \frac{p_a}{p_0}}{\varepsilon - 1} \right] \frac{\Delta}{\delta} =$$

$$= \left(\frac{0,85}{1,03} - \frac{0,8 \frac{1,18}{1,03} - \frac{0,85}{1,03}}{14} \right) \frac{1,05}{1,04} = 0,825.$$

Часовой расход воздуха

$$G_s = \gamma_s \frac{V_h n \cdot 60}{1000 \cdot 2} \eta_v \text{ кг/час},$$

где γ_s — удельный вес воздуха (при нормальных условиях, т. е. при $p_0 = 1,03 \text{ кг/см}^2$ и при $T_0 = 288^\circ \text{ абс.}$, $\gamma_s = 1,224 \text{ кг/м}^3$);
 V_h — рабочий объем двигателя; $V_h = 0,785 D^2 S i = 0,785 \cdot 1,5^2 \times \times 1,8 \cdot 6 = 19,1 \text{ л.}$

Откуда получим

$$G_s = \frac{1,224 \cdot 19,1 \cdot 1500 \cdot 60 \cdot 0,825}{1000 \cdot 2} = 870 \text{ кг/час.}$$

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{G_s}{G_T L_0},$$

где G_T — часовой расход топлива в кг/час;

L_0 — количество воздуха в килограммах, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, которое можно считать равным $L'_0 = 14,3 \text{ кг/кг.}$

Часовой расход топлива может быть ориентировочно определен по удельному расходу топлива g_T . Для дизеля Д6 можно принять $g_T = 0,18 \text{ кг/л.с.ч.}$ Тогда $G_T = g_T N = 0,18 \cdot 150 = 27 \text{ кг/час.}$ В этом случае

$$\alpha = \frac{870}{27 \cdot 14,3} = 2,25.$$

Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{\gamma-1} = 310 \cdot 15^{0,35} = 800^\circ \text{ абс.}$$

Давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,85 \cdot 15^{1,35} = 32,8 \text{ кг/см}^2.$$

Степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_{цк}}{p_c} = \frac{65}{32,8} = 1,98.$$

Температуру T_3 определяем по уравнению (41):

$$\begin{aligned} T_3 &= \left\{ \frac{\xi H_u}{\alpha L_0} + (1 + \gamma) [c'_{p_{T_2=800}} + 1,985(\lambda - 1)] T_2 \frac{1}{(\mu + \gamma) c''_{p_{T_3 \approx 1.00}}} \right. \\ &= \left[\frac{0,8 \cdot 10000}{2,25 \cdot 0,495} + 1,03 (7,02 + 1,985 \cdot 0,98) \cdot 800 \right] \frac{1}{(1,02 + 0,03) \cdot 7,82} = \\ &= 1775^\circ \text{ абс.} \end{aligned}$$

Степень предварительного расширения ρ определяем по формуле (43):

$$\rho = \frac{T_3}{T_3'} = \frac{T_3}{T_2 \lambda} = \frac{1775}{800 \cdot 1,98} = \frac{1775}{1585} = 1,12.$$

Температура в конце расширения

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{n_2-1} = T_3 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} = 1775 \left(\frac{1,12}{15} \right)^{0,28} = 868^\circ \text{ абс.}$$

Давление газов в конце расширения

$$p_4 = p_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{n_2} = p_3 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} = 65 \cdot \left(\frac{1,12}{15} \right)^{1,28} = 2,3 \text{ кг/см}^2.$$

Среднее индикаторное давление

$$\begin{aligned} p_i &= \eta_0 \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} \right] - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{n_1 - 1} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right] \right\} = 0,95 \cdot \frac{32,8}{14} \left[1,98 \cdot 0,12 + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1,98 \cdot 1,12}{0,28} (1 - 0,484) - \frac{1}{0,35} (1 - 0,388) \right] = \\ &= 2,22 (0,238 + 4,08 - 1,75) = 2,22 \cdot 2,57 = 5,7 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

По данным теплового расчета может быть построена индикаторная диаграмма (фиг. 179, а). Линию сжатия и расширения можно построить по точкам, пользуясь уравнением

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n.$$

Зная среднее индикаторное давление, можно проверить тепловой расчет, сопоставив полученную величину мощности с мощностью, развиваемой двигателем в действительности.

Индикаторная мощность N_i определяется по формуле

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{900} = \frac{5,7 \cdot 19,1 \cdot 1500}{900} = 182 \text{ л. с.}$$

Принимая механический к. п. д. $\eta_m = 0,82$, находим, что эффективная мощность N_e будет

$$N_e = N_i \eta_m = 182 \cdot 0,82 = 149 \text{ л. с.,}$$

т. е. почти соответствует действительной.

Тепловой расчет двухтактного дизеля $2Д \frac{19}{30}$

Мощность $N = 80 \text{ л. с.}$ при 500 об/мин; диаметр цилиндра $D = 190 \text{ мм}$; ход поршня $S = 300 \text{ мм}$; действительная степень сжатия $\epsilon_0 = 14$; отношение полезного хода поршня к полному $\frac{S'}{S} = 0,76$.

Для расчета приняты следующие величины:

Давление продувочного воздуха $p_{np} = 1,2 \text{ кг/см}^2$;

Температура продувочного воздуха $T_{np} = 300^\circ \text{ абс.}$;

Температура отработавших газов $T_r = 600^\circ \text{ абс.}$;

Коэффициент остаточных газов $\gamma = 0,20$;

Давление в цилиндре в начале сжатия $p_a = 1,1 \text{ кг/см}^2$;

Показатель политропы сжатия $n_1 = 1,36$;

Показатель политропы расширения $n_2 = 1,28$;

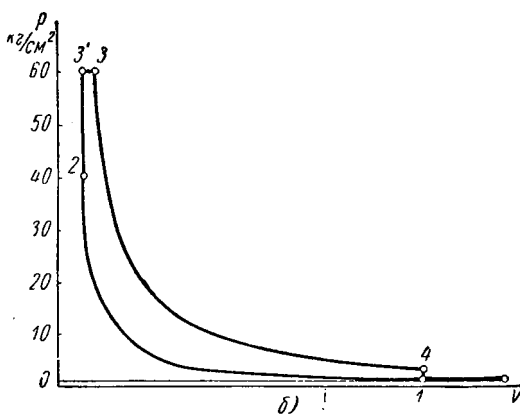
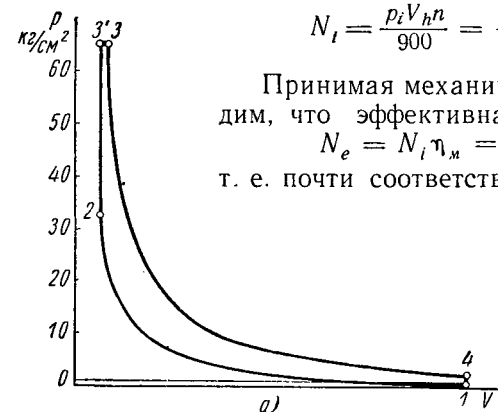
Максимальное давление цикла $p_{цк} = 60 \text{ кг/см}^2$;

Коэффициент использования теплоты при сгорании $\xi = 0,80$.

Пользуясь приведенными формулами, производим тепловой расчет:

Температура газов в начале сжатия

$$T_a = \frac{T'_{np} + \gamma T_r}{1 + \gamma} = \frac{305 + 0,20 \cdot 600}{1,20} = 354^\circ \text{ абс.}$$



Фиг. 179. Расчетные индикаторные диаграммы дизелей:

а — индикаторная диаграмма дизеля Д6; б — индикаторная диаграмма дизеля $Д \frac{19}{30}$.

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_0 - 1} \cdot \frac{p_a}{p_{np}} \cdot \frac{T_{np}}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma} = \frac{14}{13} \cdot \frac{1.1}{1.2} \cdot \frac{300}{354} \cdot \frac{1}{1.20} = 0,698.$$

Часовой расход воздуха

$$G_s = \gamma_s \frac{V_{hн} \cdot 60}{1000 \cdot 1} \eta_v \text{ кг/час},$$

где

$$V_h = 0,785 D^2 S i \frac{S'}{S} = 0,785 (1,9)^2 \cdot 3,0 \cdot 2 \cdot 0,76 = 12,9 \text{ л};$$

$$\gamma_s = \gamma_0 \frac{p_{np}}{p_0} \frac{T_0}{T_{np}} = 1,224 \cdot \frac{1,2}{1,03} \cdot \frac{288}{300} = 1,37 \text{ кг/м}^3;$$

$$G_s = 1,37 \frac{12,9 \cdot 500 \cdot 60}{1000 \cdot 1} \cdot 0,698 = 370 \text{ кг/час}.$$

Часовой расход топлива

$$G_T = g_T N = 0,185 \cdot 80 = 14,8 \text{ кг/час}.$$

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{G_\theta}{G_T L_0} = \frac{370}{14,8 \cdot 14,3} = 1,75.$$

Давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon_0^{n_1} = 1,1 \cdot 14^{1,36} = 1,1 \cdot 36,3 = 40 \text{ кг/см}^2.$$

Температура в конце сжатия

$$T_2 = T_a \varepsilon_0^{n_1 - 1} = 354 \cdot 14^{0,36} = 354 \cdot 2,58 = 915^\circ \text{ абс.}$$

Степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_{цк}}{p_c} = \frac{60}{40} = 1,5.$$

Температура в конце сгорания

$$\begin{aligned} T_3 &= \left\{ \frac{\xi H_u}{\alpha L_0} + (1 + \gamma) \left[c'_{p_{T_2=915}} + 1,985 (\lambda - 1) \right] T_2 \right\} \frac{1}{(\mu + \gamma) \varepsilon''_{p_{T_3 \approx 1750}}} = \\ &= \left[\frac{0,8 \cdot 10000}{1,75 \cdot 0,495} + 1,2 (7,06 + 0,99) \cdot 915 \right] \frac{1}{(1,02 + 0,2) \cdot 8,0} = 1855^\circ \text{ абс.} \end{aligned}$$

Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{T_3}{T'_3} = \frac{T_3}{T_2 \lambda} = \frac{1855}{915 \cdot 1,5} = 1,355.$$

Давление в конце расширения

$$p_4 = p_{цк} \left(\frac{\rho}{\varepsilon_0} \right)^{n_2} = 60 \left(\frac{1,355}{14} \right)^{1,28} = 3,0 \text{ кг/см}^2.$$

Температура в конце расширения

$$T_4 = T_3 \left(\frac{\rho}{\varepsilon_0} \right)^{n_2-1} = 1855 \cdot \left(\frac{1,355}{14} \right)^{0,28} = 960^\circ \text{ абс.}$$

Среднее индикаторное давление

$$\begin{aligned} p'_i &= \eta_0 \frac{p_c}{\varepsilon_0 - 1} \left\{ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \times \right. \\ &\times \left. \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right\} = 0,95 \frac{40}{13} \left[1,5 \cdot 0,355 + \frac{1,5 \cdot 1,355}{0,28} (1 - 0,518) - \right. \\ &\left. - \frac{1}{0,36} (1 - 0,388) \right] = 2,92 (0,533 + 3,50 - 1,70) = \\ &= 2,92 \cdot 2,33 = 6,8 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Среднее индикаторное давление, отнесенное к полному ходу поршня,

$$p_i = p'_i \frac{S'}{S} = 6,80 \cdot 0,76 = 5,17 \text{ кг/см}^2.$$

Индикаторная мощность

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{450} = \frac{5,17 \cdot 17 \cdot 500}{450} = 98 \text{ л. с.}$$

Принимая механический к. п. д. $\eta_m = 0,78$, находим эффективную мощность:

$$N_e = N_i \eta_m = 98 \cdot 0,78 = 77 \text{ л. с.},$$

что практически соответствует действительной мощности 80 л. с.

По данным теплового расчета может быть построена индикаторная диаграмма, показанная на фиг. 179, б.

ГЛАВА XVI

ПРОЦЕСС ПРОДУВКИ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 72. ИСТЕЧЕНИЕ ГАЗА ИЗ СОСУДА

Во время выпуска и продувки происходит истечение газов из цилиндра в выпускной коллектор и из продувочного ресивера в цилиндр.

Количество газов ΔG , вытекающее из сосуда через отверстие, определяется следующим уравнением:

$$\Delta G = \mu f \omega \gamma_z \Delta t, \quad (47)$$

где μ — коэффициент расхода, зависящий от формы и состояния поверхности стенок отверстия;

f — сечение отверстия в m^2 ;

ω — скорость газа в $m/сек$;

γ_z — удельный вес газа в отверстии в $кг/м^3$;

Δt — промежуток времени, в течение которого происходит процесс истечения, в сек.

Произведение скорости газа на удельный вес представляет собой количество газа, протекающее через единицу площади поперечного сечения (m^2) за единицу времени (сек.) и определяется из уравнения

$$\omega \gamma_z = \phi \sqrt{\frac{p_u}{v_u}}, \quad (48)$$

где p_u — давление в $кг/м^2$;

v_u — удельный объем газов в сосуде, из которого происходит истечение, в $m^3/кг$;

ϕ — коэффициент, зависящий от отношения давлений $\frac{p_u}{p}$;

здесь p_u — давление газов в сосуде, а p — давление окружающей среды.

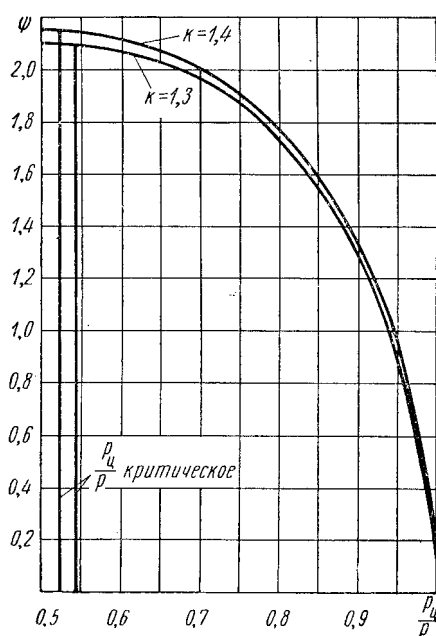
Поэтому получаем

$$\Delta G = \mu f \Delta t \phi \sqrt{\frac{p_u}{v_u}}. \quad (49)$$

Величина $f \Delta t$ представляет собой так называемое время-сечение, т. е. произведение времени истечения на площадь отверстия. Время-сечение может быть постоянным или меняться в процессе истечения газов.

Зависимость коэффициента ϕ от отношения давлений $\frac{p_u}{p}$ показана с помощью кривых на фиг. 180. Особенность протекания этих кривых заключается в том, что до определенной критической величины $\frac{p_u}{p}$ коэффициент ϕ остается постоянным, а затем начинает уменьшаться.

Критическое отношение давлений $\frac{p_u}{p}$, при котором коэффициент ϕ начинает уменьшаться, определяется уравнением



Фиг. 180. Зависимость коэффициента ϕ от отношения давлений $\frac{p_u}{p}$.

$$\frac{p_u}{p} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (50)$$

где k — показатель адиабаты для данного газа при соответствующей температуре.

При $\frac{p_u}{p} \geq \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ количество газа, вытекающего из сосуда (расход газа), не зависит от давления p_u в сосуде. Такое истечение газа называется надкритическим.

При $\frac{p_u}{p} < \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ расход газа при уменьшении давления p_u также уменьшается и достигает нуля, когда давления p_u и p делаются равными. Этот процесс истечения называется подкритическим. При подкритическом истечении

$$\phi = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \left[\left(\frac{p}{p_u} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_u} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (51)$$

где g — ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$.

Приведенные выше соотношения относятся к адиабатному процессу истечения без подвода и отвода теплоты.

§ 73. СХЕМА РАСЧЕТА ВЫПУСКА И ПРОДУВКИ

Процесс газообмена двухтактных двигателей (выпуск и продувка) состоит из нескольких фаз.

Сначала открываются выпускные органы, клапаны или окна (точка 1, фиг. 176) и происходит свободное истечение газов из цилиндра в атмосферу. До точки 1а истечение будет происходить при надкритическом отношении давления в цилиндре к давлению в выпускном трубопроводе $\frac{p_u}{p}$. В точке 1а начинается подкритическое исте-

чение. Первая фаза газообмена заканчивается в момент открытия продувочных органов (точка 2). К этому времени давление в цилиндре снижается приблизительно до давления продувочного воздуха.

Вторая фаза газообмена начинается в момент открытия продувочных органов и продолжается в течение периода одновременного открытия продувочных и выпускных органов до точки 3. Во время этого периода одновременно происходят два процесса: истечение газов из цилиндра и поступление в цилиндр продувочного воздуха. У двигателей с наиболее эффективными системами продувки продукты сгорания вытесняются свежим воздухом. Добиться полного вытеснения остаточных газов воздухом не всегда удается, и в той или иной мере происходит их перемешивание. Вследствие перемешивания продувочного воздуха с продуктами сгорания коэффициент остаточных газов увеличивается и значительная часть воздуха вместе с продуктами сгорания выходит через выпускные окна или клапаны.

Третья фаза газообмена (от точки 3 до точки 4) бывает двух видов. Если сначала закрываются продувочные органы, то третья фаза представляет собой истечение газов из цилиндра в выпускной коллектор после прекращения подачи продувочного воздуха. Тогда эта фаза является вредной для работы двигателя. Если выпускные органы закрываются раньше продувочных, третья фаза заключается в дополнительном поступлении свежего воздуха (смеси) после окончания продувки. В этом случае двигатель работает с наддувом. Выпускные и продувочные органы могут закрываться одновременно. Тогда третья фаза газообмена отсутствует.

Расчет продувки сводится к определению по каждой фазе газообмена требуемого время-сечения для возможности истечения необходимого количества газа. По первой фазе должно быть подсчитано необходимое время-сечение $\Sigma/\Delta t$ для выпуска газов и уменьшения давления в цилиндре p_c к моменту открытия продувочных органов до давления продувочного воздуха $p_{пр}$. По второй фазе должно быть подсчитано необходимое время-сечение продувочных органов для впуска в цилиндр продувочного воздуха и время-сечение выпускных органов для выпуска из цилиндра отработавших газов вместе с избыточным продувочным воздухом.

Аналитический расчет процесса газообмена двухтактного двигателя представляет собой весьма сложную математическую задачу. Существует несколько методов такого расчета, разработанных советскими учеными А. С. Орлиным, Н. М. Глаголевым и др. Для упрощения расчета делают ряд допущений: принимают объем цилиндра постоянным, несмотря на продолжающееся движение поршня, не учитывают теплообмена между газами и стенками цилиндра и пр.

В результате расчета находят необходимое время-сечение и сравнивают его с располагаемым время-сечением. Располагаемым называется время-сечение, которое может быть получено на двигателе при намеченной конструкции органов газораспределения. Если располагаемое время-сечение соответствует расчетной величине,

значит конструктивные элементы органов газораспределения выбраны правильно. В том случае, когда располагаемое время-сечение меньше необходимого, приходится изменять размеры органов газораспределения (окон, клапанов) или моменты открытия и закрытия, т. е. фазы газораспределения.

Упрощенный расчет процесса газообмена без решения сложных математических задач может быть выполнен следующим образом.

Начиная с намеченного момента открытия выпускных органов, рассматривают процесс газообмена за небольшой (элементарный) промежуток времени Δt_1 , соответствующий углу поворота кривошипа на 5 или 10° . В течение этого промежутка времени считают постоянными объем цилиндра V_1 , давление и температуру газов в цилиндре p_u и T_u , давление в выпускном коллекторе p_p . С целью упрощения расчетов можно также считать процесс выпуска адиабатным. Для заданного промежутка времени Δt_1 подсчитывают величину время-сечения выпускных органов $f\Delta t$. При этих условиях можно подсчитать количество газов ΔG , вытекающее из цилиндра за время Δt_1 . Для этого можно воспользоваться формулами, относящимися к истечению газов из сосуда с постоянным объемом, приведенными в § 72. Зная величину ΔG , можно определить давление и температуру оставшихся в цилиндре газов p_1 и T_1 при помощи следующих формул.

Сначала находим количество газов ΔG :

$$\Delta G = \mu f \Delta t \phi \sqrt{\frac{p_u}{v_u}} \text{ кг}, \quad (52)$$

где μ — коэффициент расхода, равный 0,65–0,8;

$f\Delta t$ — время-сечение в $\text{м}^2 \text{сек}$;

ϕ — коэффициент, зависящий от величины отношения $\frac{p_u}{p_p}$, определяемый по кривым на фиг. 180;

p_u — давление в цилиндре в начальный момент в кг/м^2 ;

v_u — удельный объем в $\text{м}^3/\text{кг}$ при давлении p_u и температуре T_u .

Удельный объем v_u определяется из уравнения

$$v_u = \frac{RT_u}{p_u},$$

где R — газовая постоянная, которая зависит от состава газов; для воздуха $R = 29,27 \text{ кг}$.

Далее определяем количество газов в цилиндре по окончании промежутка времени Δt_1 :

$$G_1 = G_u - \Delta G \text{ кг}. \quad (53)$$

Количество газов G_u определяем по уравнению

$$G_u = \frac{p_u V_u}{RT_u} \text{ или } G_u = \frac{V_u}{v_u}.$$

Затем находим удельный объем v_1 в конце промежутка времени Δt :

$$v_1 = \frac{V_1}{G_1}. \quad (54)$$

Наконец, определяем давление и температуру газов в конце промежутка времени Δt_1 по уравнениям зависимости давления и температуры от объема газов при адиабатном процессе:

$$p_1 = \left(\frac{v_1}{v_u} \right)^k; \quad (55)$$

$$T_1 = T_u \left(\frac{v_1}{v_u} \right)^{k-1}. \quad (56)$$

После этого рассматриваем следующий промежуток времени Δt_2 . Исходными считаем величины G_1 , p_1 , T_1 , v_1 . Снова подсчитываем величину время-сечения $f \Delta t_2$ и находим величины G_2 , p_2 , T_2 и v_2 .

С помощью таких последовательных подсчетов можно найти давление в цилиндре в момент открытия продувочных органов. Если давление газов больше давления продувочного воздуха, то при работе двигателя будет происходить заброс газов в продувочный ресивер, т. е. время-сечения выпуска недостаточно. При слишком большом время-сечении выпуска давление в цилиндре в конце первой фазы газообмена будет ниже давления в продувочном ресивере. В этом случае не используется возможность увеличения время-сечения продувки.

По результатам подсчетов может быть построена кривая изменения давления в цилиндре.

Таким же методом может быть исследован процесс выпуска во время продувки и процесс продувки. Так как в этом случае одновременно происходит истечение газов из цилиндра через выпускные окна или клапаны и поступление продувочного воздуха в цилиндр, расчет значительно усложняется. Производить расчет упрощенным методом можно рассматривая процессы выпуска и продувки за элементарный промежуток времени Δt как последовательные.

Сначала подсчитываем количество газов ΔG , вытекающее через выпускные органы в выпускной коллектор в течение промежутка времени Δt и определяем p_1 , T_1 и G'_1 , предполагая, что воздух в цилиндр не поступает. Затем находим количество продувочного воздуха ΔG_g , поступающего в цилиндр, предполагая, что давление и температура в цилиндре остаются постоянными и равными p_1 и T_1 , а выпуск газов прекращается. Если предположить далее, что в цилиндре происходит перемешивание воздуха с газами, то температуру смеси T'_1 после окончания поступления воздуха за промежуток времени Δt можно определить по уравнению

$$T'_1 = \frac{G_1 T_1 + \Delta G_g T_{np}}{G_1 + \Delta G_g}. \quad (57)$$

Вес газов G_1 определяем по формуле

$$G_1 = G'_1 + \Delta G_s. \quad (58)$$

Удельный объем v'_1 определяем по общему объему V_1 и весу газов G_1 :

$$v'_1 = \frac{V_1}{G_1 + \Delta G_s}. \quad (59)$$

Давление p'_1 определяем по характеристическому уравнению:

$$p'_1 v'_1 = RT_1 \text{ или } p'_1 = \frac{RT'_1}{v'_1}. \quad (60)$$

Затем расчет повторяют для следующего элементарного промежутка времени Δt и т. д.

Подобным же методом может быть произведен расчет третьей фазы газообмена.

§ 74. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСПОЛАГАЕМОГО ВРЕМЯ-СЕЧЕНИЯ ПРОДУВКИ И ВЫПУСКА

Выпускные и продувочные органы большинства двухтактных двигателей представляют собой перекрываемые поршнем окна или клапаны.

Проходное сечение окон f равно произведению их ширины b на высоту h открытой части:

$$f = bh \text{ м}^2.$$

Высота открытой части окон h равна пути, пройденному поршнем от начала открытия A до положения X (фиг. 181).

Продолжительность открытия окон Δt можно определить по углу поворота кривошипа α :

$$\Delta t = \frac{\alpha}{360} \cdot \frac{1}{\frac{n}{60}} = \frac{\alpha}{6n} \text{ сек.} \quad (61)$$

Время-сечение равно произведению сечения на время:

$$\Sigma f \Delta t = \Sigma \frac{bh \Delta \alpha}{6n} \text{ м}^2 \text{ сек.} \quad (62)$$

Показанная на фиг. 181 заштрихованная площадь Z равна сумме произведений h на $\Delta \alpha$ с учетом масштабов этих величин:

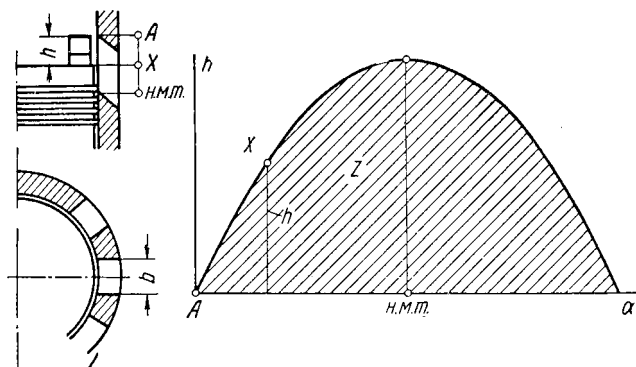
$$Z = \Sigma h \Delta \alpha m_1 m_2 \text{ мм}^2, \quad (63)$$

где m_1 — масштаб хода поршня в мм/м;

m_2 — масштаб углов поворота кривошипа в мм/град.

На фиг. 181 показана зависимость хода поршня от угла α поворота кривошипа. Необходимые данные для построения такой кривой приведены ниже, в гл. XIX (табл. 16).

Построив зависимость перемещения поршня S от угла поворота кривошипа α , находим величину Z с помощью планиметрирования



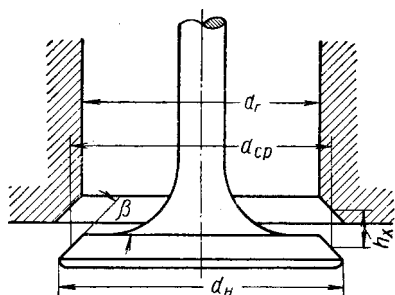
Фиг. 181. Зависимость время-сечения окон от перемещения поршня.

или применяя кальку-миллиметровку (прозрачную бумагу с нанесенной сеткой). Зная величину Z , можно найти время-сечение по уравнению

$$\Sigma f \Delta t = Zb \frac{1}{6n} \cdot \frac{1}{m_1} \cdot \frac{1}{m_2}. \quad (64)$$

Подобным же методом определяют время-сечения клапанов. Необходимо прежде всего построить зависимость подъема клапана h от угла поворота кривошипа α . Проходное сечение клапана f_k определяем по формуле

$$f_k = \pi d_{cp} h_x \cos \beta, \quad (65)$$



Фиг. 182. Определение проходного сечения клапанов.

где d_{cp} — средний диаметр клапана в м (фиг. 182);

h_x — подъем клапана до момента x ;

β — угол наклона фаски клапана.

Для клапанов заштрихованная площадь Z также равна

$$Z = \Sigma h \Delta \alpha m_1 m_2 \text{ мм}^2,$$

где h — подъем клапана в м;

α — угол поворота кривошипа, начиная от момента открытия клапана, в град.

Время-сечение определяем по формуле

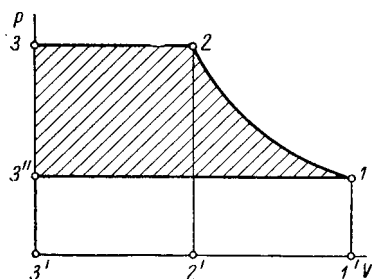
$$\Sigma f \Delta t = Z d_{cp} \cos \beta \frac{1}{6n} \cdot \frac{1}{m_1} \cdot \frac{1}{m_2}. \quad (66)$$

ГЛАВА XVII

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КОМПРЕССОРОВ И ПРОДУВОЧНЫХ НАСОСОВ

§ 75. МОЩНОСТЬ, РАСХОДУЕМАЯ НА ПРИВОД КОМПРЕССОРА

Назначение компрессоров, применяемых для наддува и продувки, заключается в подаче сжатого воздуха (смеси) в цилиндры двигателя. Если в компрессоре происходит адиабатное сжатие, то работу, необходимую для сжатия и подачи 1 кг воздуха в цилиндр, можно подсчитать, пользуясь выражением



Фиг. 183. Процесс адиабатного сжатия в координатах pv .

$$L_{ad} = -\frac{c_p}{A} (T_2 - T_1) \text{ кгм}, \quad (67)$$

где c_p — теплоемкость газа при постоянном давлении в ккал/кг·град;

T_1 и T_2 — температура газа в начале и в конце сжатия в °абс.;

A — тепловой (термический) эквивалент единицы ра-

боты; $A = \frac{1}{427} \text{ ккал/кгм.}$

На фиг. 183 показан процесс адиабатного сжатия в координатах pv . Заштрихованная площадь представляет собой работу адиабатного сжатия и выталкивания L_{ad} и равна сумме работ сжатия $1-2-2'-1'$ и выталкивания $2-3-3'-2'$ за вычетом работы, совершаемой атмосферным давлением $1'-1-3'-3'$.

Адиабатная работа сжатия и выталкивания L_{ad} может быть выражена в виде функции (зависимости) отношения конечного и начального давления $\frac{p_2}{p_1}$ и начальной температуры газа T_1 .

При адиабатном процессе

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (68)$$

Подставляя выражение $\frac{T_2}{T_1}$ из уравнения (68) в уравнение (67), получим выражение L_{ad} в виде зависимости от $\frac{p_2}{p_1}$ и T_1 :

$$\begin{aligned} L_{ad} &= \frac{c_p}{A} (T_2 - T_1) = \frac{c_p}{A} \cdot T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \\ &= \frac{c_p}{A} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{ кгм.} \end{aligned} \quad (69)$$

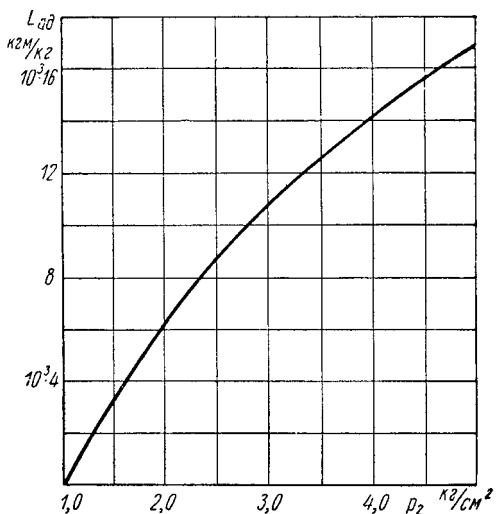
Для нормальных условий принимают $T_1 = 288^\circ \text{ абс.}$; $p_1 = 1,03 \text{ кг/см}^2$.

При температурах воздуха, которые бывают в компрессорах для наддува, величины теплоемкости воздуха и показателя адиабаты можно принимать $c_p = 0,24 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$ и $k = 1,4$.

На фиг. 184 приведены результаты подсчетов $L_{ад}$ для указанных выше величин T_1 , p_1 , c_p и k .

В действительности работа сжатия и выталкивания обычно больше адиабатной работы сжатия, так как часть затрачиваемой работы расходуется на преодоление сил трения и на потери от протекания воздуха через неплотности. Эта часть работы преобразуется в теплоту. Поэтому температура воздуха в конце действительного процесса сжатия выше, чем при адиабатном сжатии.

Отношение адиабатной работы сжатия $L_{ад}$ к действительной L_k называется адиабатным к. п. д. $\eta_{ад}$:



Фиг. 184. Изменение адиабатной работы сжатия в зависимости от давления в конце сжатия p_2 .

$$\eta_{ад} = \frac{L_{ад}}{L_k}. \quad (70)$$

Мощность, расходуемая на привод компрессора N_k , определяется по формуле

$$N_k = \frac{L_{ад} G_{сек}}{75 \eta_k} \text{ л. с.}, \quad (71)$$

где $G_{сек}$ — секундный расход воздуха в кг/сек ;

η_k — общий к. п. д. компрессора, равный произведению адиабатного к. п. д. $\eta_{ад}$ на механический к. п. д. η_m , учитывающий механические потери от трения в подшипниках, передаточном механизме и других деталях ($\eta_k = \eta_{ад} \eta_m$).

§ 76. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Основные размеры поршневых компрессоров определяют по заданной производительности, т. е. по секундному расходу воздуха $G_{сек}$:

$$G_{сек} = \frac{V_h n}{1000 \cdot 60} \eta_v \gamma_0 \text{ кг/сек}; \quad (72)$$

здесь V_h — рабочий объем цилиндров компрессора в дм^3 или в л;

$$V_h = 0,785 D^2 S i z,$$

где D — диаметр цилиндра в дм ;

S — ход поршня в дм ;

i — число цилиндров;

z — коэффициент, зависящий от способа действия (для компрессора простого действия $z = 1$, а для компрессора двойного действия $z = 2$);

n — число оборотов коленчатого вала компрессора в минуту;

η_v — коэффициент наполнения, который изменяется в пределах 0,75—0,85;

γ_0 — удельный вес воздуха, при нормальных атмосферных условиях ($p = 760 \text{ мм рт. ст.}$ и $T_0 = 288^\circ \text{ абс.}$), равный $1,224 \text{ кг/м}^3$.

Из уравнения (72) находим

$$V_h = \frac{60 \cdot 1000 G_{\text{сек}}}{\eta_v \gamma_0 n}$$

или

$$V_h = 0,785 D^2 S i z = \frac{60000 G_{\text{сек}}}{\eta_v \gamma_0 n}.$$

В этом выражении ход поршня S можно заменить произведением $D \frac{S}{D}$:

$$V_h = 0,785 D^3 \frac{S}{D} i z = \frac{60000 G_{\text{сек}}}{\eta_v \gamma_0 n},$$

откуда

$$D = \sqrt[3]{\frac{60000 G_{\text{сек}}}{\eta_v \gamma_0 n \cdot 0,785 \frac{S}{D} i z}} \text{ дм.} \quad (73)$$

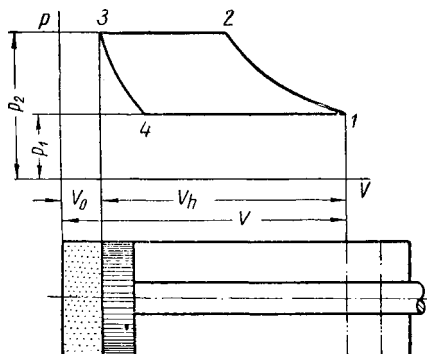
Фиг. 185. Индикаторная диаграмма поршневого компрессора.

Отношение хода поршня к диаметру $\frac{S}{D}$ у поршневых компрессоров, применяемых для наддува и продувки, колеблется в довольно широких пределах — от 0,5 до 1,0.

Величины $\frac{S}{D}$, i , z выбирают в зависимости от общей компоновки двигателя. Так например, у двигателей $D \frac{30}{50}$ один общий поршневой компрессор установлен в ряд с рабочими цилиндрами.

У некоторых мощных тихоходных двухтактных двигателей на каждый цилиндр устанавливают индивидуальный компрессор.

На фиг. 185 показана индикаторная диаграмма поршневого компрессора. По диаграмме видно, что после окончания хода нагнетания, состоящего из процессов сжатия (1—2) и выталкивания (2—3) начинается расширение воздуха, оставшегося во вредном пространстве (3—4). Чем меньше зазор между крышкой цилиндра компрес-



сора и днищем поршня, тем меньше вредное пространство V_0 и тем выше коэффициент наполнения компрессора. Разрежение при всасывании (4—1), также определяющее коэффициент наполнения компрессора, зависит от проходного сечения и конструкции впускных клапанов.

§ 77. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ КОЛОВРАТНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Схема и принцип действия коловратных компрессоров показаны на фиг. 96. В корпусе насоса вращаются два двух- или трехлопастных ротора. Оба ротора захватывают воздух и переносят его из полости всасывания в полость нагнетания. Для повышения равномерности работы компрессора роторы изготовлены с винтовыми лопастями. Примером такого компрессора может служить продувочный насос автомобильных дизелей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206.

Производительность коловратного компрессора определяется выражением

$$G_{сек} = 2 \cdot 0,785 \frac{D^3}{100} \lambda \frac{l}{10} \cdot \frac{n}{60} \eta_v \gamma_0 \text{ кг/сек}, \quad (74)$$

где D — наружный диаметр ротора в мм ;

l — длина ротора в мм ;

λ — отношение объема впадин ротора к описанному вокруг него объему цилиндра (для двухлопастных роторов $\lambda = 0,53 \div 0,60$, а для трехлопастных $\lambda = 0,48 \div 0,53$);

η_v — коэффициент наполнения;

γ_0 — удельный вес воздуха при нормальных условиях (температуре и давлении) в кг/м^3 .

Подобно тому как для поршневых компрессоров величина S была заменена через $D \frac{S}{D}$, для коловратных компрессоров длину ротора l можно заменить отношением $D \frac{l}{D}$; $\frac{l}{D}$ колеблется в пределах 0,5—1,5 в зависимости от конструктивных особенностей компрессора.

Преобразуя уравнение (74), находим

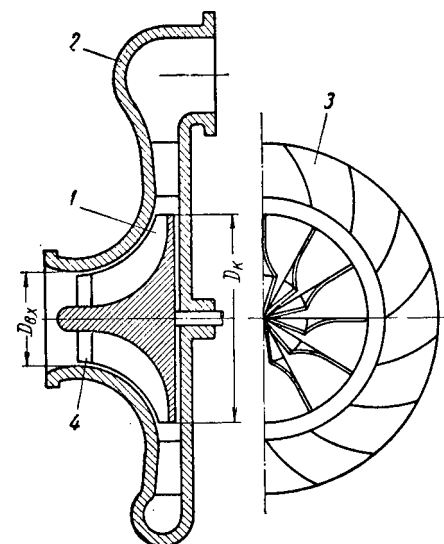
$$D = \sqrt[3]{\frac{G_{сек} \cdot 60000}{2 \cdot 0,785 \frac{l}{D} \cdot \lambda n \eta_v \gamma_0}} \text{ мм}. \quad (75)$$

Коэффициент наполнения коловратных компрессоров $\eta_v = 0,6 \div 0,75$.

Мощность, необходимая для привода компрессора, может быть подсчитана по формуле (71). Адиабатный к. п. д. $\eta_{ад}$ у коловратных компрессоров составляет 0,5—0,7. Вследствие возможных утечек воздуха между роторами и корпусом коловратные компрессоры применяют для сравнительно небольших давлений наддува или продувки 1,3—1,5 кг/см^2 . При таких давлениях утечки воздуха не слишком велики.

§ 78. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Центробежные компрессоры имеют по сравнению с поршневыми и коловратными ряд преимуществ: малые габаритные размеры, сравнительно высокий к. п. д. и отсутствие пульсаций давления нагнетаемого воздуха. В последние годы достигнуто значительное повышение к. п. д. центробежных компрессоров. Этим объясняется широкое применение центробежных компрессоров для надува или продувки двигателей разных типов.



Фиг. 186. Схема центробежного компрессора.

Схема центробежного компрессора показана на фиг. 186. Воздух входит в компрессор через отверстие, имеющее диаметр $D_{вх}$, и попадает на вращающийся направляющий аппарат 4, придающий воздуху вращательное движение. Это необходимо для того, чтобы уменьшить гидравлические потери от ударов о лопатки при поступлении воздуха на крыльчатку 1. Вращаясь вместе с крыльчаткой, воздух центробежной силой отбрасывается к ее наружному краю. Окружная скорость у наружного края крыльчатки, имеющей диаметр D_k , достигает 250—350 м/сек. Вследствие такой высокой окружной скорости выходящий из

крыльчатки воздух имеет большую кинетическую энергию. Преобразование кинетической энергии в потенциальную — скорости в давление — происходит в расположенном вокруг крыльчатки диффузоре 3. Здесь проходное сечение постепенно увеличивается, скорость воздуха уменьшается, а давление возрастает.

Затем воздух из корпуса 2 компрессора поступает для надува или продувки.

Основные размеры центробежного компрессора определяются его производительностью, т. е. секундным расходом воздуха $G_{сек}$. Зная $G_{сек}$ и удельный вес поступающего в компрессор воздуха γ_0 , можно определить секундный объем $V_{сек}$ воздуха, входящего в компрессор, т. е.

$$V_{сек} = \frac{G_{сек}}{\gamma_0}. \quad (76)$$

С другой стороны, секундный объем воздуха, входящего в компрессор, $V_{сек}$ равен произведению скорости воздуха $c_{вх}$ на сечение $F_{вх}$ входного отверстия:

$$V_{сек} = c_{вх} F_{вх}. \quad (77)$$

Приравнивая правые части выражений (76) и (77), находим

$$c_{вх} F_{вх} = \frac{G_{сек}}{\gamma_0}$$

или

$$c_{вх} = \frac{G_{сек}}{\gamma_0 F_{вх}}; \quad (78)$$

здесь $c_{вх}$ — входная скорость воздуха, составляющая обычно 50—90 м/сек;

$G_{сек}$ — секундный расход воздуха в кг/сек;

γ_0 — удельный вес воздуха, равный 1,224 кг/м³;

$F_{вх}$ — сечение входного отверстия в м² ($F_{вх} = 0,785 D_{вх}^2$,

где $D_{вх}$ — диаметр входного отверстия в м).

Наружный диаметр крыльчатки D_k обычно составляет (1,6—2,1) $D_{вх}$.

Необходимая окружная скорость для получения заданного давления p_2 может быть подсчитана по уравнению

$$L_{ад} = \eta_{гидр} \frac{u^2}{g} \text{ кгм/кг}, \quad (79)$$

где $\eta_{гидр}$ — гидравлический к. п. д., равный 0,55—0,80.

Величину $L_{ад}$ можно определить при помощи графика на фиг. 184.

Окружная скорость на ободе крыльчатки u равна

$$u = \frac{\pi D_k n}{60} \text{ м/сек.}$$

Следовательно, число оборотов крыльчатки компрессора в минуту будет

$$n = \frac{60}{\pi D_k} \sqrt{\frac{L_{ад} g}{\eta_{гидр}}}. \quad (80)$$

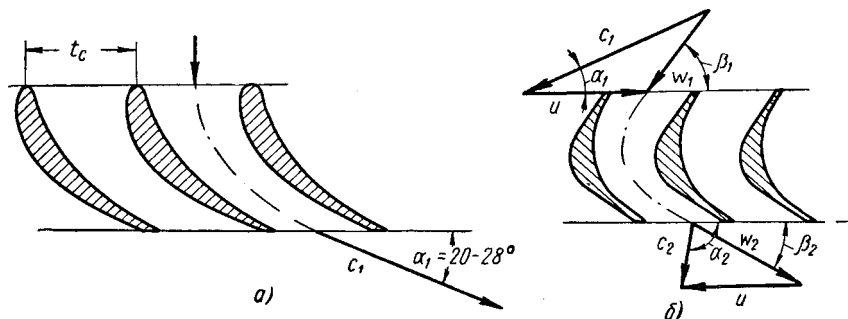
Адиабатный к. п. д. центробежных компрессоров, применяемых для наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания, составляет $\eta_{ад} = 0,55 \div 0,78$.

ГЛАВА XVIII

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ГАЗОВЫХ ТУРБИН,
ПРИВОДИМЫХ В ДВИЖЕНИЕ ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ

§ 79. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Существует два типа турбин (фиг. 99) — активные и реактивные. У активных турбин (фиг. 99, а) уменьшение давления и приращение скорости газов происходит только в сопловом аппарате, а на рабочем



Фиг. 187. Построение профиля лопаток газовой турбины:
а — лопатки соплового аппарата; б — лопатки рабочего колеса.

колесе происходит изменение направления движения газов. У реактивных турбин (фиг. 99, б) в сопловом аппарате преобразуется в кинетическую энергию только некоторая часть потенциальной энергии; остальная часть потенциальной энергии преобразуется в кинетическую при прохождении газов через суживающиеся каналы между лопатками рабочего колеса. Современные газовые турбины бывают, как правило, реактивными.

Характер изменения давления, температуры и скорости газов показан на фиг. 99.

Газ входит в сопловой аппарат со сравнительно небольшой скоростью c_0 , направленной по оси турбины. В сопловом аппарате скорость повышается до величины c_1 . Одновременно изменяется и направление скорости. Угол α , который скорость газа c_1 образует с направлением, перпендикулярным к оси вращения колеса, составляет обычно $20-28^\circ$. Величина скорости газов c_1 по выходе из соплового аппарата определяется разностью (или перепадом) давлений p_1 и p_2 , от которой в свою очередь зависит соотношение между начальной T_1 и конечной T_2 температурами. Попадая на рабочее колесо, газы, имеющие окружную скорость u , движутся по отношению к рабочим лопаткам с относительной скоростью w_1 . Скорость w_1 равна геометрической сумме абсолютной скорости c_1 и переносной u . Для определения величины w_1 строят треугольник скоростей на входе в рабочее колесо (фиг. 187).

При выходе из рабочего колеса относительная скорость газов равна ω_2 . В реактивной турбине скорость ω_2 больше скорости ω_1 . Складывая (геометрически) относительную скорость ω_2 с окружной скоростью u можно получить абсолютную скорость на выходе из колеса c_2 . Для определения скорости c_2 строят треугольник скоростей на выходе из колеса (фиг. 187). Так как в рабочем колесе происходит преобразование кинетической энергии в механическую работу, скорость газов на выходе из колеса c_2 значительно меньше c_1 . Чем меньше скорость c_2 , тем меньше потеря кинетической энергии.

§ 80. РАСПОЛАГАЕМАЯ ЭНЕРГИЯ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Расширение отработавших газов двигателя в сопловом аппарате и в рабочем колесе газовой турбины приближенно можно считать адиабатным. Работа адиабатного расширения, преобразуемая в кинетическую энергию газов, может быть вычислена по формуле

$$L_{ад.т} = \frac{c_p}{A} (T_1 - T_2) \text{ кгм/кг}, \quad (81)$$

где c_p — теплоемкость газов при постоянном давлении:
в ккал/кг·град.

T_1 и T_2 — температура газов в начале и в конце расширения в °абс.;

A — термический эквивалент работы в ккал/кгм $\left(\frac{1}{427}\right)$.

Адиабатная работа может быть выражена в зависимости от начальной температуры и отношения конечного и начального давлений:

$$L_{ад.т} = \frac{c_p}{A} \cdot T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{c_p}{A} T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \text{ кгм/кг}. \quad (82)$$

Величины показателя адиабаты k и теплоемкости c_p зависят от температуры и состава газов. Показатель адиабаты для расчета газовой турбины, в которой используются отработавшие газы, можно принимать $k = 1,3 \div 1,35$, а теплоемкость $c_p = 0,28$.

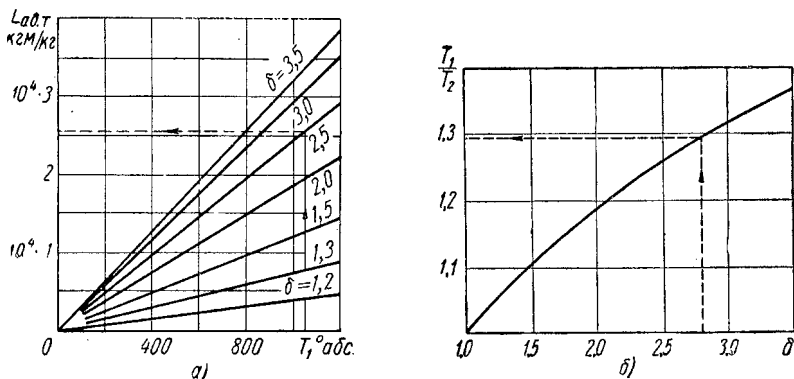
При подстановке этих величин в уравнение (82) получим

$$L_{ад.т} = 119T_1 \left(1 - \frac{1}{\delta^{0,25}}\right) \text{ кгм/кг}; \quad (83)$$

здесь $\delta = \frac{p_1}{p_2}$.

Для облегчения расчетов на фиг. 188, а показаны зависимости $L_{ад.т}$ от T_1 и δ . При помощи этого графика можно, зная начальную температуру газов, начальное и конечное давления p_1 и p_2 , определить величину адиабатной работы $L_{ад.т}$. Пример определения $L_{ад.т}$ показан штриховой линией.

На фиг. 188, б приведена кривая, представляющая зависимость $\frac{T_1}{T_2} = \delta^{0,25}$ от δ . Пользуясь этой кривой, можно найти температуру T_2 . Так, например, при $\delta = 2,8$ конечная температура $T_2 = \frac{T_1}{1,294}$.



Фиг. 188. Графики зависимостей:

а—зависимость адиабатной работы расширения $L_{ад. T}$ от начальной температуры T_1 и отношения давлений δ ; б—зависимость отношения температур $\frac{T_1}{T_2}$ от отношения давлений δ .

§ 81. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ СОПЛОВОГО АППАРАТА

При расчете газовой турбины сначала должна быть выбрана степень реактивности ρ , которая определяет отношение адиабатной работы расширения газов в рабочем колесе $L_{ад. \kappa}$ к общей адиабатной работе расширения газов в сопловом аппарате и рабочем колесе $L_{ад. T}$, т. е.

$$\rho = \frac{L_{ад. \kappa}}{L_{ад. T}}.$$

У турбин, предназначенных для использования энергии отработавших газов, степень реактивности ρ составляет 0,10—0,15 при малом перепаде давлений и малых размерах турбины и 0,25—0,4 при большом перепаде давлений и больших размерах турбин.

Если известны начальное давление газов в турбине p_1 и начальная температура T_1 , можно по формуле (83) или по графику на фиг. 188 найти величину всей адиабатной работы расширения $L_{ад. T}$, принимая давление p_2 равным давлению окружающей среды p_0 . По выбранной степени реактивности могут быть найдены величины адиабатной работы расширения в сопловом аппарате $L_{ад. с}$ и в рабочем колесе $L_{ад. \kappa}$.

Пользуясь кривыми на фиг. 188 и зная величину работы $L_{ад. с}$ и начальную температуру T_1 , можно найти сначала величину δ

в сопловом аппарате, а затем давление p_c и температуру T_c по выходе из него.

В сопловом аппарате потенциальная энергия газов преобразуется в кинетическую, которая для 1 кг газа равна $\frac{c_1^2}{2g}$.

Если считать начальную скорость газов на входе в сопловый аппарат равной нулю и пренебречь потерями, то кинетическая энергия газов будет равна работе расширения:

$$L_{ад.с} = \frac{c_1^2}{2g} \text{ кгм/кг}$$

или скорость газа на выходе из соплового аппарата будет

$$c_1 = \sqrt{2gL_{ад.с}} \text{ м/сек.} \quad (84)$$

Чтобы учесть потери энергии в сопловом аппарате от трения газов о лопатки и от вихревых движений, в уравнение (84) вводят коэффициент скорости φ , равный 0,95—0,98. Тогда

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gL_{ад.с}} \text{ м/сек.} \quad (85)$$

Определив скорость c_1 на выходе из соплового аппарата, подсчитывают ее осевую составляющую c_x :

$$c_x = c_1 \sin \alpha_1 \text{ м/сек,} \quad (86)$$

где угол $\alpha_1 = 20 \div 28^\circ$.

Зная осевую скорость газов, находят величину необходимого проходного сечения соплового аппарата по формуле

$$F_c = \frac{G_{сек}}{\gamma_c} \cdot \frac{1}{c_x} \text{ м}^2, \quad (87)$$

где $G_{сек}$ — секундный расход отработавших газов в кг/сек;
 γ_c — удельный вес газов по выходе из соплового аппарата в кг/м³.

Удельный вес газов можно определить по формуле

$$\gamma_c = \gamma_0 \frac{p_c T_0}{p_0 T_c} \cdot \frac{1 + \alpha L_0}{\alpha L_0} \text{ кг/м}^3, \quad (88)$$

где $\gamma_0 = 1,224 \text{ кг/м}^3$ (удельный вес воздуха при давлении p_0 и температуре T_0);

p_c и T_c — давление и температура газов по выходе из соплового аппарата;

p_0 и T_0 — давление и температура, соответствующие нормальным условиям ($p_0 = 1,033 \text{ кг/см}^2$ и $T_0 = 288^\circ \text{ абс.}$);

α — коэффициент избытка воздуха;

L_0 — количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива.

Проходное сечение F_c представляет собой произведение высоты лопатки h_c на длину окружности, проходящей через середину высоты лопаток πD_{cp} . Часть этого сечения занимает толщина лопаток, что учитывается коэффициентом τ , равным 0,90—0,95.

Таким образом,

$$F_c = \tau h_c \pi D_{cp} \text{ м}^2. \quad (89)$$

Отношение высоты лопатки к среднему диаметру $\frac{h_c}{D_{cp}}$ изменяется в пределах 0,1—0,2.

Выбрав величину $\frac{h_c}{D_{cp}}$, на основании данных о выполненных конструкциях определяют D_{cp} .

Ширину (хорду) лопатки b_c выбирают в зависимости от высоты лопатки h_c , т. е. $b_c = (0,4 \div 0,8) h_c$. Шаг (расстояние) между лопатками t_c определяется из соотношения $t_c = (0,7 \div 1,0) b_c$.

Подсчитав величины α_1 , b_c и t_c , можно построить профиль лопатки соплового аппарата (фиг. 187).

§ 82. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

При проектировании лопаток рабочего колеса прежде всего нужно выбрать отношение $\frac{u}{c_1}$. Величина отношения $\frac{u}{c_1} = 0,40 \div 0,48$.

Выбрав $\frac{u}{c_1}$, можно найти величину окружной скорости u . Из условий прочности лопаток окружная скорость не должна превышать 300—350 м/сек.

Затем находят число оборотов рабочего колеса по формуле

$$u = \frac{\pi D}{60} n \text{ м/сек или } n = \frac{u \cdot 60}{\pi D} \text{ об/мин.} \quad (90)$$

Диаметр рабочего колеса D равен диаметру соплового аппарата.

После этого находят относительную скорость ω_1 , с которой газы входят на лопатки рабочего колеса. Для этого строят треугольник скоростей газов на входе в рабочее колесо. Относительная скорость ω_1 является результатом геометрического сложения скоростей c_1 и u . Направление скорости ω_1 , т. е. угол β , определяется из треугольника скоростей.

У реактивных турбин при прохождении газа через лопатки рабочего колеса происходит увеличение относительной скорости до величины ω_2 .

Приращение скорости определяется по формуле

$$L_{ад.к} = \frac{\frac{1}{\psi^2} \omega_2^2 - \omega_1^2}{2g} \text{ кгм/кг,}$$

откуда

$$\omega_2 = \phi \sqrt{L_{ад.к} 2g + \omega_1^2}, \quad (91)$$

где ϕ — коэффициент, учитывающий потери от трения газа о лопатки и равный 0,90—0,95.

Направление скорости ω_2 определяется из условия постоянства секундного расхода газа $G_{сек}$ на входе и на выходе из рабочего колеса.

Расход газа равен

$$G_{сек} = \gamma_1 \omega_1 \sin \beta_1 F_1 \text{ кг/сек},$$

где $\omega_1 \sin \beta_1$ — осевая скорость газа на входе в рабочее колесо в м/сек.

С другой стороны,

$$G_{сек} = \gamma_2 \omega_2 \sin \beta_2 F_2 \text{ кг/сек},$$

где $\omega_2 \sin \beta_2$ — осевая скорость на выходе из рабочего колеса в м/сек;

γ_2 — удельный вес газа на выходе из рабочего колеса в кг/м³ ($\gamma_2 = \gamma_c \frac{p_2}{p_c} \cdot \frac{T_c}{T_2}$).

Температуру газов на выходе из рабочего колеса T_2 можно определить, пользуясь диаграммой на фиг. 188. Давление p_2 равно давлению окружающей среды p_0 .

Проходные сечения F_1 и F_2 на входе и на выходе из колеса определяют по формулам

$$F_1 = \tau_1 h_1 \pi D_{cp1} \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \tau_2 h_2 \pi D_{cp2} \text{ м}^2.$$

Приравняв величины секундных расходов газа $G_{сек}$ на входе и выходе из рабочего колеса, получим

$$\gamma_1 \omega_1 \sin \beta_1 F_1 = \gamma_2 \omega_2 \sin \beta_2 F_2,$$

откуда

$$\sin \beta_2 = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{F_1}{F_2} \sin \beta_1. \quad (92)$$

После того как будут найдены величина и направление скорости ω_2 , можно построить треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса (фиг. 187) и определить абсолютную скорость выхода c_2 .

По углам β_1 и β_2 производят построение профиля лопатки рабочего колеса.

§ 83. МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ И К. П. Д.

Мощность, развиваемую газовой турбиной, определяют по формуле

$$N_T = \eta_T \frac{G_{сек} L_{ад. T}}{75} \text{ л. с.} \quad (93)$$

Величину адиабатной работы $L_{ад. T}$ определяют при помощи кривых на фиг. 188. Чем больше начальное давление p_1 и температура T_1 , тем больше $L_{ад. T}$. Начальное давление газов перед турбиной у дизелей с небольшим наддувом составляет 1,4—1,5 кг/см², у дизелей со средним наддувом 1,8—2,2 кг/см² и у дизелей с высоким наддувом 3—3,5 кг/см². Температура газов перед турбиной у двухтактных дизелей равна 300—500° С, а у четырехтактных дизелей 450—700° С. У бензиновых двигателей с электрическим зажиганием давление перед турбиной 1,3—1,4 кг/см², а температура газов достигает 900—1000° С.

К. п. д. газовой турбины η_T равен произведению адиабатного к. п. д. $\eta_{ад. T}$ и механического к. п. д. η_m , т. е.

$$\eta_T = \eta_{ад. T} \eta_m.$$

Адиабатный к. п. д. зависит от потерь в сопловом аппарате, на рабочем колесе и с выходной скоростью.

Потери кинетической энергии в сопловом аппарате

$$L_{rc} = L_{ад. T} (1 - \varphi^2) (1 - \rho). \quad (94)$$

При $\varphi = 0,95 \div 0,97$ и $\rho = 0,2$ величина $L_{rc} = 7 \div 8\%$.

Потери энергии в рабочем колесе

$$L_{rk} = L_{ад. T} (1 - \psi^2). \quad (95)$$

При $\psi = 0,90 \div 0,95$ величина $L_{rk} = 10 \div 19\%$.

Потери с выходной скоростью L_{rc_2} при $c_2 = 150 \div 200$ м/сек будут равны $L_{rc_2} = 6 \div 9\%$.

Сумма всех потерь составляет 25—30%, а адиабатный к. п. д. $\eta_{ад. T} = 0,70 \div 0,75$.

Механический к. п. д. турбины составляет $\eta_m = 0,95 \div 0,98$.

Общий к. п. д. турбины $\eta_T = 0,67 \div 0,73$.

Бóльшие величины к. п. д. бывают у турбин большой мощности.

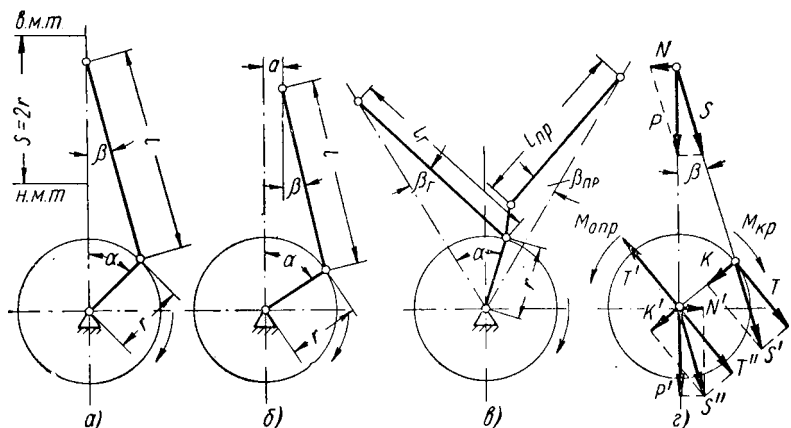
При очень больших перепадах газовой турбины выполняют многоступенчатыми, т. е. газы, отработав в первой ступени, из рабочего колеса попадают в сопловой (направляющий) аппарат следующей ступени, а затем во второе рабочее колесо и т. д. Однако, как правило, турбины, проводимые в движение отработавшими газами поршневых двигателей, бывают одноступенчатыми.

ГЛАВА XIX

КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

§ 84. КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Кривошипно-шатунный механизм служит для преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала. Необходимость преобразования поступательного движения во вращательное объясняется тем, что вращательное движение



Фиг. 189. Кинематическая схема кривошипно-шатунных механизмов разных типов и схема передачи усилий от поршня коленчатому валу:

a — нормальный кривошипно-шатунный механизм; b — дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм; c — сочлененные шатуны V-образного двигателя; d — схема передачи усилий от поршня коленчатому валу в нормальном кривошипно-шатунном механизме.

проще передавать на приводимые машины и орудия. Существуют, однако, поршневые двигатели без кривошипно-шатунного механизма. К таким двигателям относятся дизель-компрессоры и генераторы газа со свободно движущимися поршнями.

В настоящее время подавляющее большинство двигателей внутреннего сгорания имеет кривошипно-шатунный механизм. Кинематическая схема нормального кривошипно-шатунного механизма показана на фиг. 189. Приняты следующие обозначения: r — радиус кривошипа, l — длина шатуна, α — угол поворота кривошипа начиная от в. м. т., β — угол отклонения шатуна от оси цилиндра, проходящей через ось коленчатого вала. На фиг. 189, b показана кинематическая схема дезаксиального кривошипно-шатунного механизма, у которого ось цилиндра не проходит через ось вала. Такой кривошипно-шатунный механизм применяется у некоторых двигателей с целью уменьшить боковые усилия, передаваемые поршнем на стенки цилиндра. Так как дезаксиальный механизм применяется сравнительно редко, кинематика его в дальнейшем не рассматри-

вается. У многорядных двигателей применяют сочлененные шатуны; в качестве примера могут служить шатуны дизеля М-601 (фиг. 37). Кинематическая схема сочлененных шатунов представлена на фиг. 189, в. Кинематика движения поршня, связанного с прицепным шатуном, несколько отличается от кинематики движения поршня главного шатуна. Однако в качестве первого приближения для упрощения расчетов можно считать, что движение поршня прицепного шатуна происходит по тому же закону, что и движение поршня главного шатуна.

У кривошипно-шатунного механизма одним из основных параметров, определяющих взаимосвязь между углом поворота кривошипа и перемещением поршня, является отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна l , т. е.

$$\lambda = \frac{r}{l}.$$

Чем длиннее шатун, т. е. чем меньше величина λ , тем меньше боковые усилия, передаваемые поршнем на стенки цилиндра. Вместе с тем при увеличении длины шатуна возрастает масса движущихся частей и габаритные размеры двигателя. Поэтому практически величина λ изменяется в сравнительно узких пределах, т. е. $\lambda = \frac{1}{3.3} \div \frac{1}{4.5}$.

При шатуне бесконечной длины ($\lambda = \infty$) зависимость между углом поворота кривошипа α и перемещением поршня x выражается формулой

$$x = r(1 - \cos \alpha) \text{ м}, \quad (96)$$

где r — радиус кривошипа в м.

Вследствие того что шатун имеет конечную длину, эта зависимость значительно усложняется.

§ 85. ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ПОРШНЯ

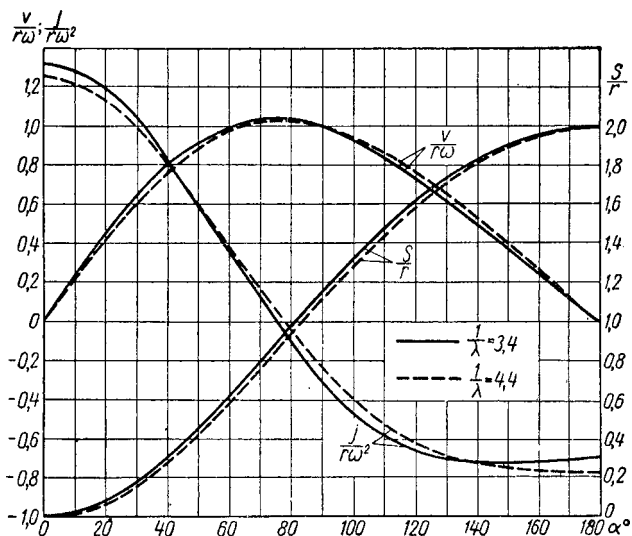
Зависимость перемещения поршня x от угла поворота кривошипа α у кривошипно-шатунного механизма с конечной длиной шатуна выражается формулой

$$x = r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \text{ м}. \quad (97)$$

Как видно из сравнения формул (96) и (97), влияние длины шатуна определяется вторым членом в квадратных скобках в уравнении (97).

Кривые, выражающие перемещение поршня для разных значений λ , показаны на фиг. 190. Для более точных подсчетов можно пользоваться данными табл. 16, в которой приведены значения функции $\frac{x}{r} = (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha)$ для разных значений λ .

При пользовании табл. 16 необходимо сначала выбрать или подсчитать величину λ . По выбранной величине λ находят перемещение поршня для любого положения кривошипа.



Фиг. 190. Изменение перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа.

Значения величины $\frac{1}{\lambda}$ для некоторых дизелей составляют:

Четырехтактные дизели				Двухтактные дизели	
Марка	$\frac{1}{\lambda}$	Марка	$\frac{1}{\lambda}$	Марка	$\frac{1}{\lambda}$
Ч $\frac{8,5}{11}$	4,0	М601	3,5	Д $\frac{16,5}{20}$	3,8
Ч $\frac{10,5}{13}$	4,0	Ч $\frac{25}{34}$	4,0	Д $\frac{19}{30}$	4,0
Ч $\frac{12}{14}$	3,6	Ч $\frac{36}{46}$	4,2	Д $\frac{30}{50}$	4,5
Д6, Д12 и В2-300	3,6	9Д	3,9	Д100	4,5
Д50	4,3	Ч $\frac{23}{30}$	3,75	—	—

Таблица 16

Перемещение поршня x (расстояние от в. м. т.) в долях радиуса r в зависимости от поворота кривошипа на угол α при разных величинах $\frac{1}{\lambda}$

α	Значения $\frac{1}{\lambda}$						α
	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4	
0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	360
10	0.020	0.019	0.019	0.019	0.019	0.019	350
20	0.078	0.077	0.076	0.075	0.074	0.076	340
30	0.171	0.169	0.167	0.165	0.164	0.162	330
40	0.295	0.291	0.288	0.286	0.284	0.282	320
50	0.444	0.439	0.434	0.431	0.427	0.424	310
60	0.610	0.604	0.599	0.594	0.590	0.586	300
70	0.788	0.781	0.774	0.768	0.763	0.757	290
80	0.969	0.961	0.954	0.948	0.943	0.938	280
90	1.147	1.139	1.132	1.125	1.119	1.115	270
100	1.316	1.308	1.301	1.295	1.289	1.284	260
110	1.472	1.465	1.458	1.452	1.447	1.442	250
120	1.610	1.604	1.599	1.594	1.590	1.586	240
130	1.729	1.724	1.720	1.716	1.713	1.710	230
140	1.827	1.823	1.820	1.818	1.815	1.813	220
150	1.903	1.901	1.899	1.897	1.896	1.894	210
160	1.957	1.956	1.955	1.954	1.954	1.954	200
170	1.989	1.989	1.989	1.989	1.989	1.989	190
180	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	180

§ 86. СКОРОСТЬ ПОРШНЯ

Зависимость скорости поршня v от угла поворота кривошипа α определяется выражением

$$v = r\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \text{ м/сек.} \quad (98)$$

Величина ω выражает угловую скорость вращения коленчатого вала в радианах в секунду, которая пропорциональна числу оборотов в минуту, т. е.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} = 0,1047n \text{ 1/сек.} \quad (99)$$

Кривые, выражающие изменение скорости поршня в зависимости от угла поворота кривошипа для разных значений λ , показаны на фиг. 190.

Числовые значения величины $\frac{v}{r\omega} = \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha$ приведены в табл. 17.

Таблица 17

Скорость поршня v в долях $r \omega$ при повороте кривошипа на угол α

α	Знак	Значения $\frac{1}{\lambda}$						Знак	α
		3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4		
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	360
10	+	0,224	0,221	0,218	0,216	0,214	0,212	—	350
20	+	0,437	0,432	0,427	0,423	0,419	0,415	—	340
30	+	0,629	0,622	0,615	0,609	0,604	0,599	—	330
40	+	0,790	0,782	0,775	0,768	0,762	0,756	—	320
50	+	0,915	0,906	0,898	0,891	0,885	0,879	—	310
60	+	0,998	0,990	0,983	0,977	0,971	0,965	—	300
70	+	1,038	1,032	1,027	1,022	1,018	1,014	—	290
80	+	1,037	1,034	1,031	1,029	1,027	1,025	—	280
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	—	270
100	+	0,932	0,935	0,938	0,941	0,943	0,945	—	260
110	+	0,841	0,847	0,852	0,857	0,861	0,865	—	250
120	+	0,734	0,742	0,749	0,755	0,761	0,765	—	240
130	+	0,617	0,626	0,634	0,641	0,647	0,653	—	230
140	+	0,495	0,508	0,511	0,518	0,524	0,530	—	220
150	+	0,371	0,378	0,385	0,391	0,396	0,401	—	210
160	+	0,247	0,252	0,257	0,261	0,265	0,269	—	200
170	+	0,123	0,126	0,129	0,131	0,133	0,135	—	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	180

При пользовании табл. 17 необходимо учитывать, что при углах поворота кривошипа α от 0 до 180° скорость v имеет знак плюс (+), а при углах от 180 до 360° — знак минус (—).

§ 87. УСКОРЕНИЕ ПОРШНЯ

Ускорение поршня j определяют по формуле

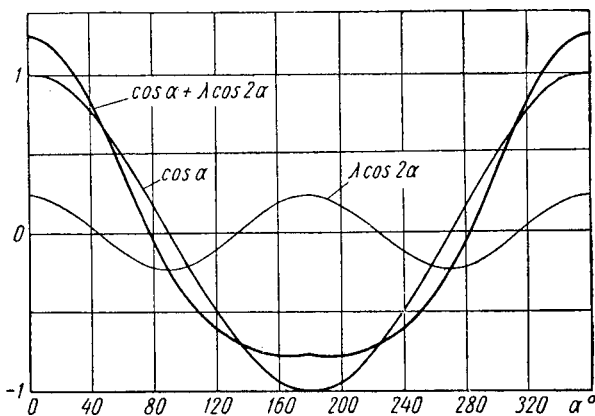
$$j = r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (100)$$

Кривые, выражающие зависимость ускорения j от угла поворота кривошипа α , показаны на фиг. 190.

Числовые значения величины $\frac{j}{r\omega^2}$ приведены в табл. 18.

На фиг. 191 показаны кривые, выражающие зависимость тригонометрических функций $\cos \alpha$, $\lambda \cos 2\alpha$ и $\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha$ от угла α при $\lambda = \frac{1}{4}$. Кривая $\cos \alpha$ характеризует зависимость величины ускорения от угла поворота кривошипа для кривошипно-шатунного механизма с шатуном бесконечной длины $l = \infty$. Кривая $\lambda \cos 2\alpha$ характеризует влияние конечной длины шатуна. Первая кривая ($\cos \alpha$) представляет собой функцию первого порядка, меняющую знак (пересекающую ось абсцисс) один раз за половину периода ($\alpha = \pi$). Вторая кривая ($\lambda \cos 2\alpha$) — эта функция второго порядка, кото-

рая дважды меняет знак за половину периода. Складывая ускорения первого и второго порядков, находим суммарную величину ускорения



Фиг. 191. Зависимость $\cos \alpha$, $\lambda \cos 2\alpha$ и $\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha$ от угла α при $\lambda = 1/4$.

при движении поршня. Как видно по приведенным в табл. 18 значениям и кривым на фиг. 190, ускорение будет иметь максимальную величину в в. м. т. при движении поршня как в одну, так и в другую сторону.

Таблица 18

Ускорение поршня j в долях $r \omega^2$ при повороте кривошипа на угол α

α	Знак	Значения $\frac{1}{\lambda}$						Знак	α
		3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4		
0	+	1,294	1,278	1,263	1,250	1,238	1,227	+	360
10	+	1,261	1,246	1,232	1,220	1,208	1,198	+	350
20	+	1,165	1,152	1,141	1,131	1,122	1,114	+	340
30	+	1,013	1,005	0,997	0,991	0,985	0,980	+	330
40	+	0,817	0,814	0,812	0,809	0,807	0,805	+	320
50	+	0,592	0,595	0,597	0,599	0,601	0,603	+	310
60	+	0,353	0,361	0,368	0,375	0,381	0,386	+	300
70	+	0,117	0,129	0,140	0,150	0,160	0,168	+	290
80	—	0,103	0,087	0,083	0,061	0,050	0,040	—	280
90	—	0,294	0,278	0,263	0,250	0,238	0,227	—	270
100	—	0,467	0,450	0,435	0,421	0,408	0,397	—	260
110	—	0,567	0,555	0,543	0,533	0,524	0,516	—	250
120	—	0,647	0,638	0,631	0,625	0,619	0,614	—	240
130	—	0,694	0,691	0,688	0,686	0,684	0,682	—	230
140	—	0,715	0,718	0,720	0,723	0,725	0,727	—	220
150	—	0,719	0,727	0,734	0,741	0,747	0,752	—	210
160	—	0,714	0,727	0,738	0,748	0,757	0,766	—	200
170	—	0,708	0,724	0,738	0,750	0,761	0,771	—	190
180	—	0,706	0,722	0,737	0,750	0,762	0,773	—	180

ГЛАВА XX

ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

§ 88. СООТНОШЕНИЕ СИЛ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ

На детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы от давления газов, силы инерции, силы трения и силы реакции от приводного механизма.

Общая схема передачи усилий от поршня коленчатому валу была показана на фиг. 7. Более подробно она показана на фиг. 189.

Приложенная к поршню и направленная по оси цилиндра сила P может быть разложена на направленную по оси шатуна силу S

$$S = P \frac{1}{\cos \beta} \quad (101)$$

и на перпендикулярную к оси цилиндра силу N

$$N = P \operatorname{tg} \beta. \quad (102)$$

Силу S можно перенести вдоль оси шатуна и, заменив силой S'_1 , разложить на радиальную силу K , направленную по радиусу кривошипа, и на тангенциальную силу T , касательную к окружности, описанной радиусом кривошипа:

$$K = S'_1 \cos (\alpha + \beta) = P \frac{\cos (\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (103)$$

$$T = S' \sin (\alpha + \beta) = P \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (104)$$

Силу K переносим вдоль радиуса кривошипа к центру вала и заменяем силой K' .

Одновременно к центру вала приложим равные и направленные в противоположные стороны силы T' и T , параллельные силе T . Силы T' и T образуют пару сил с плечом r , вращающую коленчатый вал.

Силы T'' и K' складываются и образуют силу S'' , приложенную к оси коленчатого вала. Сила S'' может быть разложена на силу P' , направленную по оси цилиндра и равную силе P , и силу N' , перпендикулярную к силе P' и равную силе N , но направленную в противоположную сторону. Силы N и N' образуют пару, опрокидывающую двигатель в сторону, обратную направлению вращения коленчатого вала.

Сила P' прижимает коленчатый вал к подшипнику.

Пара сил T и T' создает крутящий момент

$$M_{кр} = Tr.$$

Силы N и N' создают опрокидывающий момент

$$M_{опр} = -M_{кр}.$$

Величины $\operatorname{tg} \beta$, $\frac{1}{\cos \beta}$, $\frac{\cos (\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ и $\frac{\sin (\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ приведены в табл. 19—22

Таблица 21

 Величина $\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ при различных углах α поворота кривошипа

α	Знак	Значения $\frac{1}{\lambda}$						Знак	α
		3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4		
0	+	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	+	360
10	+	0.976	0.976	0.977	0.977	0.978	0.978	+	350
20	+	0.905	0.907	0.909	0.910	0.912	0.913	+	340
30	+	0.792	0.795	0.800	0.803	0.806	0.809	+	330
40	+	0.642	0.649	0.656	0.661	0.667	0.671	+	320
50	+	0.466	0.476	0.485	0.493	0.501	0.507	+	310
60	+	0.272	0.285	0.297	0.307	0.318	0.326	+	300
70	+	0.072	0.088	0.102	0.115	0.126	0.137	+	290
80	—	0.124	0.106	0.091	0.077	0.064	0.053	—	280
90	—	0.308	0.289	0.273	0.258	0.245	0.233	—	270
100	—	0.472	0.454	0.438	0.424	0.411	0.400	—	260
110	—	0.612	0.596	0.582	0.569	0.558	0.548	—	250
120	—	0.728	0.715	0.703	0.692	0.683	0.674	—	240
130	—	0.820	0.810	0.800	0.792	0.785	0.778	—	230
140	—	0.890	0.883	0.876	0.871	0.866	0.861	—	220
150	—	0.940	0.936	0.932	0.929	0.926	0.923	—	210
160	—	0.974	0.972	0.971	0.969	0.968	0.966	—	200
170	—	0.994	0.993	0.993	0.992	0.992	0.992	—	190
180	—	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	—	180

Таблица 22

 Величина $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ при различных углах α поворота кривошипа

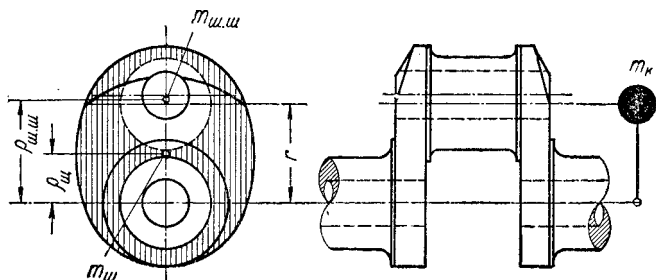
α	Знак	Значения $\frac{1}{\lambda}$						Знак	α
		3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4		
0	+	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	—	360
10	+	0.224	0.221	0.219	0.216	0.214	0.213	—	350
20	+	0.437	0.432	0.427	0.423	0.419	0.415	—	340
30	+	0.629	0.622	0.615	0.609	0.604	0.599	—	330
40	+	0.790	0.782	0.774	0.768	0.761	0.756	—	320
50	+	0.915	0.906	0.898	0.892	0.885	0.880	—	310
60	+	0.998	0.990	0.983	0.977	0.971	0.966	—	300
70	+	1.038	1.032	1.027	1.022	1.018	1.015	—	290
80	+	1.037	1.034	1.031	1.029	1.027	1.025	—	280
90	+	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	—	270
100	+	0.932	0.935	0.938	0.941	0.943	0.945	—	260
110	+	0.841	0.847	0.852	0.857	0.861	0.865	—	250
120	+	0.734	0.742	0.749	0.755	0.761	0.766	—	240
130	+	0.617	0.626	0.634	0.641	0.647	0.653	—	230
140	+	0.495	0.504	0.511	0.518	0.525	0.530	—	220
150	+	0.371	0.379	0.385	0.391	0.396	0.401	—	210
160	+	0.247	0.252	0.257	0.261	0.265	0.269	—	200
170	+	0.128	0.126	0.129	0.131	0.133	0.135	—	190
180	+	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	—	180

§ 89. СИЛЫ ИНЕРЦИИ

Силы инерции движущихся частей равны произведению массы на ускорение с обратным знаком:

$$P_i = -mj. \quad (105)$$

При определении сил инерции заменяют действительные массы двигателя воображаемыми условными массами, сосредоточенными в определенных точках. Силы инерции условных или приведенных масс должны быть равны силам инерции действительных движущихся деталей.



Фиг. 192. Приведение масс коленчатого вала.

Детали кривошипно-шатунного механизма могут быть разбиты на три группы:

1. Детали, совершающие возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра. К ним относятся поршни, поршневые кольца, поршневые пальцы, штоки, крейцкопфы. Масса этих деталей m_n считается сосредоточенной на оси поршневого пальца.

2. Части коленчатого вала, совершающие вращательное движение. Массы деталей коленчатого вала заменяются массой m_k , сосредоточенной на оси шатунной шейки, т. е. на расстоянии r от оси вращения.

3. Массы шатуна и его деталей, совершающие плоскопараллельное движение, могут быть заменены массой $m_{ш.п.}$, сосредоточенной на оси поршневого пальца и совершающей поступательное движение, и массой $m_{ш.к.}$, сосредоточенной на оси шатунной шейки и совершающей вращательное движение.

Приведение (замена) масс производится следующим образом.

Приведенная масса шатунной шейки (фиг. 192) $m_{ш.ш}$ определяется по формуле

$$m_{ш.ш} = \frac{G_{ш.ш}}{g} \cdot \frac{r_{ш.ш}}{r} \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}, \quad (106)$$

где $G_{ш.ш}$ — вес шатунной шейки в кг;

g — ускорение силы тяжести в м/сек²;

$r_{ш.ш}$ — расстояние от оси вращения вала до центра тяжести шатунной шейки в м;

r — радиус кривошипа в м.

Таким же методом производят приведение массы щеки к оси кривошипа коленчатого вала:

$$m_{щ} = \frac{G_{щ}}{g} \cdot \frac{\rho_{щ}}{r} \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}. \quad (107)$$

Приведенная масса всего кривошипа равна

$$m_k = m_{щ. ш} + 2m_{щ}. \quad (108)$$

Приведение массы шатуна $\frac{G_{ш}}{g}$ сводится к разделению ее на две массы: приведенную к оси поршневого пальца $m_{ш. п}$ и к радиусу кривошипа $m_{ш. к}$.

Приближенно можно принять

$$m_{ш. п} = (0,2 \div 0,3) \frac{G_{ш}}{g};$$

$$m_{ш. к} = (0,7 \div 0,8) \frac{G_{ш}}{g}.$$

В результате произведенного приведения масс весь кривошипно-шатунный механизм для определения сил инерции можно заменить массой m_j , сосредоточенной на оси поршневого пальца и совершающей возвратно-поступательное движение, и вращающейся массой m_r , сосредоточенной на расстоянии r от оси вращения коленчатого вала.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j равна

$$P_j = -m_j j = -m_j r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda 2\alpha) \text{ кг} \quad (109)$$

или, если произвести замену $-m_j r \omega^2 = C$, то

$$P_j = C \cos \alpha + C \lambda \cos 2\alpha = P_{j1} + P_{j11} \text{ кг},$$

где P_{j1} — сила инерции первого порядка;

P_{j11} — сила инерции второго порядка.

Направление действия силы P_j обратно направлению ускорения поршня.

Следовательно, в в. м. т. сила P_j имеет отрицательный знак и направлена вверх, а в н. м. т. сила P_j имеет положительный знак и направлена вниз.

Работа, совершаемая крутящим моментом от сил инерции P_j за полный цикл, т. е. за один оборот коленчатого вала, равна нулю.

Сила инерции вращающихся масс K_r равна

$$K_r = m_r r \omega^2 \text{ кг}. \quad (110)$$

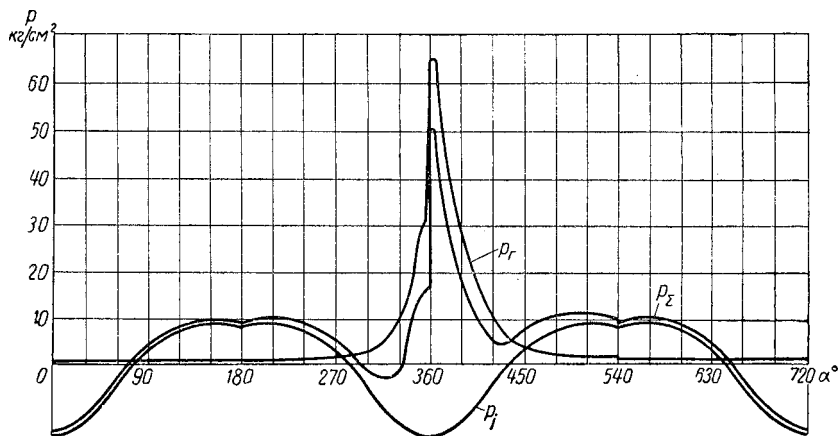
§ 90. СУММАРНЫЕ СИЛЫ

Сложение сил от давления газов в цилиндре, действующих на поршень, и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс дает суммарную силу P_Σ , приложенную к поршню:

$$P_\Sigma = P_z + P_j \text{ кг}. \quad (111)$$

Величина суммарной силы P_{Σ} для различных моментов цикла может быть найдена следующим образом.

Для каждого угла поворота кривошипа α по табл. 16 в соответствии с принятой величиной λ находят перемещение поршня x . По перемещению поршня на расчетной индикаторной диаграмме находят силу P_e (фиг. 193) и строят развернутую индикаторную диаграмму по углу поворота кривошипа.



Фиг. 193. Изменение сил давления газов и сил инерции, действующих на поршень, в зависимости от угла поворота кривошипа, отнесенных к единице площади поршня.

Затем находят массы, приложенные к оси поршневого пальца. Пользуясь табл. 18, определяют силы инерции для тех же углов поворота кривошипа, для которых подсчитывались силы давления газов P_e .

Складывая силы P_e и P_i , находят суммарную величину P_{Σ} . По табл. 19—22 подсчитывают следующие суммарные силы:

$$N_{\Sigma} = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta;$$

$$S_{\Sigma} = P_{\Sigma} \frac{1}{\cos \beta};$$

$$K_{\Sigma} = P_{\Sigma} \frac{\cos (\alpha + \beta)}{\cos \beta};$$

$$T_{\Sigma} = P_{\Sigma} \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

Значения сил N_{Σ} , S_{Σ} , K_{Σ} и T_{Σ} (фиг. 194) необходимы для расчета деталей.

Произведение тангенциальной силы T_{Σ} на радиус кривошипа равно крутящему моменту:

$$M_{кр} = T_{\Sigma} r.$$

Так как r —величина постоянная, кривая изменения силы T_E в определенном масштабе представляет собой и кривую изменения крутящего момента $M_{кр}$. Проведя среднюю величину $M_{кр.ср}$, находим величину избыточной работы отрицательной и положительной.

У многоцилиндровых двигателей складывают алгебраически для каждого угла поворота кривошипа крутящие моменты всех цилиндров и получают суммарный крутящий момент $M_{кр}$ (фиг. 194), а затем определяют среднюю величину $M_{кр.ср}$.

Для проверки найденного значения $M_{кр.ср}$ определяют индикаторную мощность двигателя N_i . Чтобы подсчитать мощность в лошадиных силах, нужно крутящий момент умножить на угловую скорость и разделить на 75:

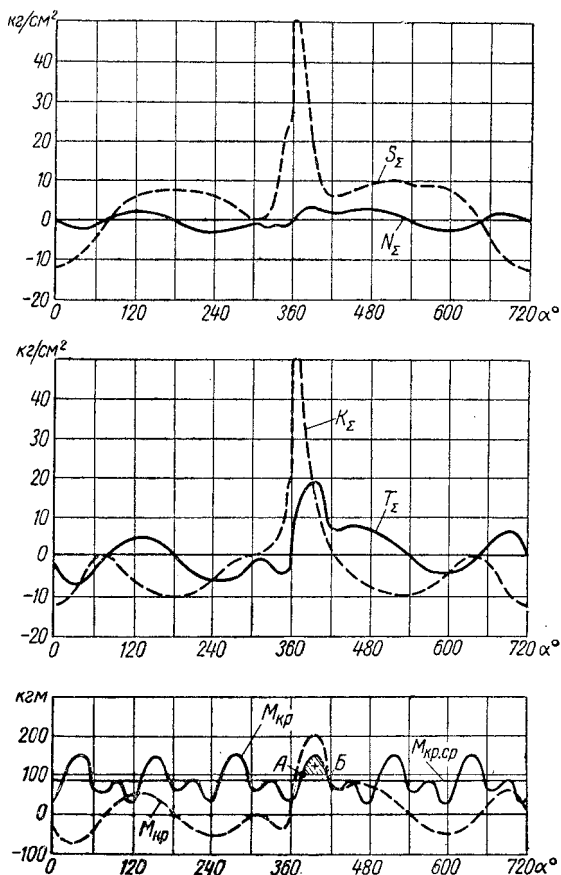
$$\begin{aligned} N_i &= \frac{M_{кр.ср} \omega}{75} = \\ &= M_{кр.ср} \frac{2\pi n}{60 \cdot 75} = \\ &= \frac{M_{кр.ср} n}{716,2} \text{ л. с.} \quad (112) \end{aligned}$$

Радиальная сила K_E алгебраически складывается с силой инерции вращающихся масс K_r , и получается результирующая, направленная по радиусу кривошипа, т. е. сила K , которая равна

$$K = K_E + K_r. \quad (113)$$

§ 91. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ НЕРАВНОМЕРНОСТИ

Вследствие того что у поршневых двигателей внутреннего сгорания преобразование теплоты в полезную механическую работу происходит не непрерывно, а последовательными циклами, коленчатый вал вращается неравномерно.



Фиг. 194. Изменение сил N_E , S_E , K_E , T_E и крутящего момента $M_{кр}$ в зависимости от угла поворота кривошипа α .

Угловая скорость ω на протяжении промежутка времени, соответствующего одному циклу, изменяется от минимальной величины $\omega_{\min}$ до максимальной $\omega_{\max}$.

Отношение разности максимальной и минимальной угловых скоростей к средней величине угловой скорости ω_{cp} называется степенью неравномерности хода двигателя δ , которая равна

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}}. \quad (114)$$

Колебания угловой скорости—явление нежелательное, особенно в тех случаях, когда двигатель приводит в движение электрической генератор.

Допустимая степень неравномерности в зависимости от назначения двигателя составляет:

для судовых двигателей, приводящих в движение гребной винт	$\delta = \frac{1}{20} - \frac{1}{40}$
--	--

для автомобильных двигателей	$\delta = \frac{1}{50} - \frac{1}{80}$
--	--

для двигателей приводящих в движение электрический генератор:

постоянного тока	$\delta = \frac{1}{100} - \frac{1}{150}$
----------------------------	--

переменного тока	$\delta = \frac{1}{150} - \frac{1}{200}$
----------------------------	--

Для расчета степени неравномерности проектируемого двигателя пользуются кривой изменения суммарного крутящего момента $M_{кр}$. При этом предполагают, что полезные сопротивления приводимых двигателей машин имеют постоянную величину и для преодоления их необходим крутящий момент, равный $M_{кр,ср}$.

Площадь (со знаком плюс) над линией $M_{кр,ср}$ от точки A до точки B (фиг. 194) представляет собой положительную избыточную работу $L_{изб}$. На протяжении промежутка времени от точки A до точки B часть работы, совершаемой двигателем, расходуется на преодоление полезных сопротивлений, а оставшаяся часть, т. е. избыточная работа $L_{изб}$, расходуется на увеличение кинетической энергии движущихся главным образом вращающихся частей.

Избыточная работа равна приращению кинетической энергии:

$$L_{изб} = \sum m \left(\frac{v_B^2}{2} - \frac{v_A^2}{2} \right) \text{ кгм}, \quad (115)$$

где m — масса вращающихся частей двигателя;
 v_A и v_B — начальная и конечная окружные скорости вращающихся частей.

Окружная скорость равна произведению радиуса центра тяжести $r_{ц.м}$ на угловую скорость ω , т. е.

$$v = r_{ц.м} \omega \text{ м/сек}, \quad (116)$$

следовательно,

$$L_{изб} = \sum m r_{ц.м}^2 \frac{(\omega_B^2 - \omega_A^2)}{2} = \frac{(\omega_B^2 - \omega_A^2)}{2} \sum m r_{ц.м}^2 \text{ кгм}. \quad (117)$$

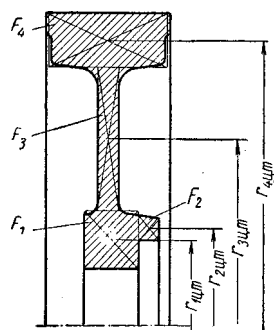
Способ приближенного определения величины $\sum m r_{ц.м}^2$ показан на фиг. 195. Сечение маховика разбивают на участки. Затем находят площадь каждого участка, например F_1 , и расстояние $r_{ц.м}$ от его центра тяжести до оси вращения. Масса m_1 тела вращения, имеющего поперечное сечение F_1 и удельный вес γ , равна

$$m_1 = F_1 2\pi r_{ц.м} \frac{\gamma}{g} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}. \quad (118)$$

Удельный вес чугуна $\gamma = 7100 \text{ кг/м}^3$, стали $\gamma = 7800 \text{ кг/м}^3$.

Сумма произведений элементов масс маховика на квадрат расстояния их центра тяжести до оси вращения и дает искомую величину $\sum m r_{ц.м}^2$, которая представляет собой момент инерции маховика J_m , т. е.

$$J_m = \frac{\gamma}{g} 2\pi \sum F r_{ц.м}^2 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}. \quad (119)$$



Фиг. 195. Способ приближенного определения момента инерции маховика.

Для определения степени неравномерности у многоцилиндровых двигателей к моменту инерции маховика следует добавить произведение вращающихся масс кривошипов и шатунов m_r на квадрат радиуса кривошипа r^2 . Тогда

$$L_{изб} = \frac{(\omega_B^2 - \omega_A^2)}{2} (J_m + m_r r^2) \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}. \quad (120)$$

Преобразовываем выражение

$$\begin{aligned} \frac{\omega_B^2 - \omega_A^2}{2} &= (\omega_B - \omega_A) \frac{(\omega_B + \omega_A)}{2} = \\ &= \frac{\omega_B - \omega_A}{\frac{1}{2}(\omega_B + \omega_A)} \cdot \left(\frac{\omega_B + \omega_A}{2} \right)^2 = \delta \omega_{cp}^2, \end{aligned}$$

откуда

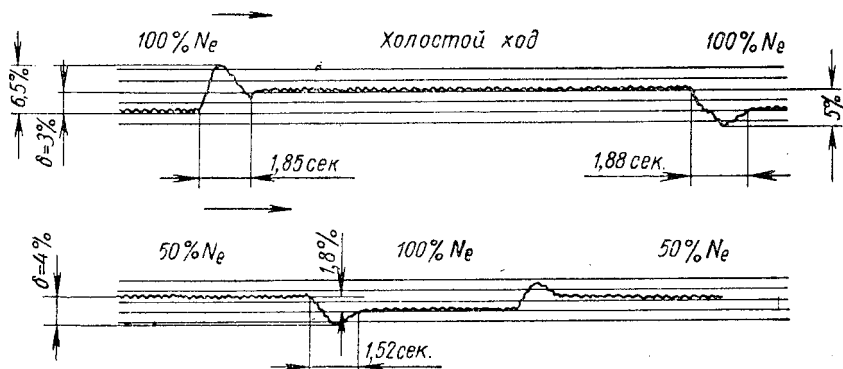
$$\delta = \frac{L_{изб}}{\omega_{cp}^2 (J_m + m_r r^2)}. \quad (121)$$

Величину избыточной работы $L_{изб}$ определяем по средней величине избыточного крутящего момента $M_{изб.ср}$, т. е. по средней высоте площади $L_{изб}$ (фиг. 194):

$$L_{изб} = M_{изб.ср} 2\pi \frac{\alpha}{360} \text{ кгм}, \quad (122)$$

где α — угол поворота кривошипа в градусах от точки А до точки В (фиг. 194).

Из формулы (121) следует, что степень неравномерности δ зависит



Фиг. 196 Колебания угловой скорости вращения коленчатого вала (тахограмма)

от величины избыточной работы $L_{изб}$, угловой скорости ω и момента инерции маховика J_m .

Величина избыточной работы зависит главным образом от числа цилиндров i . При большом числе цилиндров требуемая степень неравномерности может быть достигнута при сравнительно небольшом маховике и, наоборот, для одноцилиндровых двигателей для достижения требуемой степени неравномерности требуется маховик больших размеров.

На степень неравномерности большое влияние оказывает угловая скорость или пропорциональное ей число оборотов. Поэтому при уменьшении числа оборотов степень неравномерности резко возрастает.

Экспериментальная проверка степени неравномерности δ производится при помощи специального прибора — тахографа, записывающего колебания угловой скорости вращения коленчатого вала.

Пример такой записи (тахограмма) показан на фиг. 196.

§ 92. УРАВНОВЕШИВАНИЕ

Уравновешивание сил, действующих во время работы двигателя, имеет целью уменьшить его вибрации на опорах. Уравновешенным считается такой двигатель, у которого во время работы с устано-

вившейся нагрузкой на опоры передаются постоянные по величине и направлению усилия.

Причиной неуравновешенности двигателя могут быть действующие в нем силы инерции движущихся частей или неравномерность передаваемого крутящего момента $M_{кр}$ и, следовательно, равного ему и противоположного по знаку опрокидывающего момента $M_{опр}$, воспринимаемого опорами.

Неуравновешенными могут быть силы инерции вращающихся и поступательно движущихся частей. Наибольшие трудности вызывает уравнивание одноцилиндровых двигателей.

У одноцилиндрового двигателя неуравновешенными являются силы инерции вращающихся масс кривошипа и шатуна и силы инерции первого и второго порядков поступательно движущихся масс. Силы инерции высших порядков ввиду их незначительной величины в дальнейшем не рассматриваются.

Сила инерции вращающихся масс K_r может быть полностью уравновешена при помощи противовесов (фиг. 197), устанавливаемых на щеках коленчатого вала со стороны, противоположной кривошипу.

При этом необходимо, чтобы было соблюдено равенство

$$mr = m_{np} \rho, \quad (123)$$

где ρ — расстояние от оси вращения до центра тяжести противовеса.

С помощью противовесов, если сделать их большими, чем необходимо по формуле (123), можно частично уравновесить силы инерции первого порядка поступательно движущихся масс, равные $-mr\omega^2 \cos \alpha$ и направленные вдоль оси цилиндра.

Вертикальная составляющая (направленная по оси цилиндра y) силы инерции дополнительных противовесов $K_{np.y}$ равна

$$K_{np.y} = m_{np.дон} \rho \omega^2 \cos \alpha. \quad (124)$$

Если подобрать такие дополнительные противовесы, чтобы было выдержано соотношение

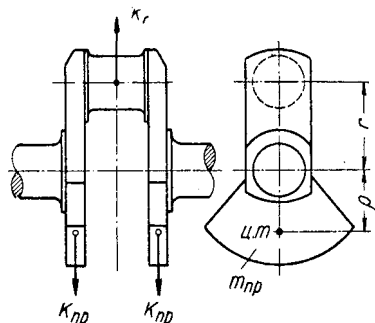
$$m_{np.дон} \rho = 0,5mr, \quad (125)$$

то сумма сил инерции, действующих по оси цилиндра $\sum P_{iy}$, будет равна

$$\sum P_{iy} = m_{np.дон} \rho \omega^2 \cos \alpha - mr\omega^2 \cos \alpha - m_j \lambda r \omega^2 \cos 2\alpha. \quad (126)$$

Заменив $m_{np.дон} \rho$ его значением из уравнения (125), получим

$$\sum P_{iy} \approx -0,5mr\omega^2 \cos \alpha - m_j \lambda r \omega^2 \cos 2\alpha. \quad (127)$$



Фиг. 197. Уравнивание сил инерции вращающихся масс при помощи противовесов

При этом максимальная величина суммы сил инерции, действующих по оси цилиндра ΣP_{iy} , будет составлять приблизительно 65% максимальной величины сил инерции поступательно движущихся масс без дополнительных противовесов.

Но зато появляются горизонтальные неуравновешенные силы инерции дополнительных противовесов $K_{np.x}$, равные

$$K_{np.x} = 0,5 m_{np} r \omega^2 \sin \alpha. \quad (128)$$

Изменяя размеры дополнительных противовесов, можно добиться большего или меньшего уравновешивания сил инерции поступательно движущихся масс, но это вызовет появление неуравновешенных горизонтальных сил.

Полного уравновешивания сил инерции первого порядка поступательно движущихся масс можно добиться при помощи двух противовесов, вращающихся в противоположные стороны на валиках, оси которых параллельны и симметрично расположены по отношению к оси коленчатого вала (фиг. 198).

Масса m_{np1} и радиус центра тяжести ρ_1 каждого из этих противовесов должны быть подобраны так, чтобы было выдержано соотношение

$$2m_{np1} \rho_1 = m_j r. \quad (129)$$

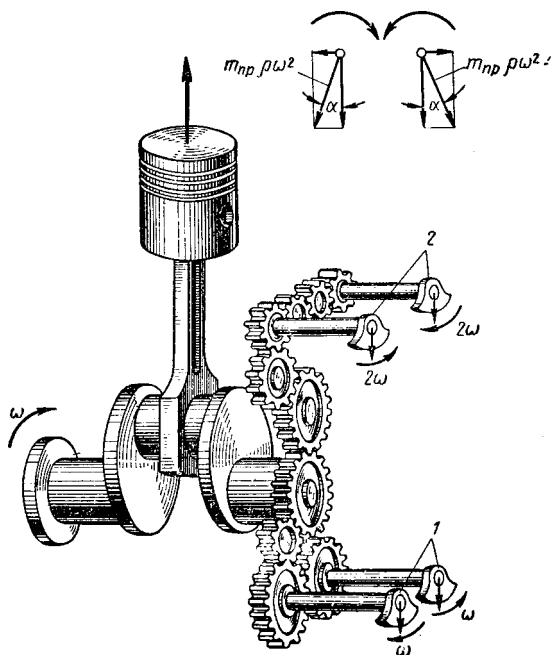
Фиг. 198. Уравновешивание сил инерции поступательно движущихся масс при помощи вращающихся в противоположные стороны противовесов:

1 — противовесы для уравновешивания сил инерции первого порядка; 2 — противовесы для уравновешивания сил инерции и моментов этих сил второго порядка.

При положении поршня в в. м. т. противовесы на валиках должны быть направлены в сторону, противоположную кривошипу (фиг. 198).

Горизонтальные составляющие сил инерции противовесов на валиках уравновешиваются (взаимно уничтожаются), а вертикальные складываются. Сумма вертикальных составляющих пары противовесов на валиках равна по величине и направлена в противоположную сторону по отношению к силе инерции первого порядка поступательно движущихся масс P_{jy} , т. е.

$$2m_{np1} \rho_1 \omega^2 \cos \alpha = -m_j r \omega^2 \cos \alpha. \quad (130)$$



Чтобы полностью уравновесить подобным же образом силы инерции второго порядка P_{jII} , нужно установить два валика с противовесами, вращающиеся с удвоенной угловой скоростью 2ω (фиг. 198), и подобрать массы противовесов так, чтобы было справедливо равенство

$$2m_{np\ II} r_{II} (2\omega)^2 = -m_j r \lambda \omega^2. \quad (131)$$

Горизонтальные составляющие сил инерции противовесов взаимно уравновешиваются, а вертикальные будут равны силам инерции второго порядка поступательно движущихся масс и направлены в противоположную сторону, т. е.

$$2m_{np\ II} r (2\omega)^2 \cos 2\alpha = -m_j r \lambda \omega^2 \cos 2\alpha. \quad (132)$$

У двухцилиндрового двигателя с коленами, расположенными под углом 180° , т. е. направленными в противоположные стороны, моменты сил инерции вращающихся масс могут быть уравновешены противовесами.

Силы инерции первого порядка поступательно движущихся масс равны и направлены в противоположные стороны, т. е. уравновешиваются. Неуравновешенным остается момент этих сил, раскачивающий двигатель в продольном направлении. Этот момент равен

$$M_{j\ I} = l m_j r \omega^2 \cos \alpha, \quad (133)$$

где l — расстояние между осями цилиндров.

Частично уравновесить этот момент можно путем постановки противовесов на крайних щеках вала. При этом, однако, появляется неуравновешенный момент в горизонтальной плоскости. Полного уравновешивания этого момента $M_{j\ I}$ можно достигнуть путем установки двух пар добавочных противовесов, вращающихся с такой же угловой скоростью, как и коленчатый вал. Горизонтальные составляющие сил инерции этих противовесов взаимно уничтожаются, а вертикальные образуют момент, равный по величине моменту сил инерции первого порядка и противоположный по направлению.

Силы инерции второго порядка у обоих цилиндров этого двигателя равны между собой и направлены в одну и ту же сторону, т. е. складываются. Сумма этих сил $\sum P_{j\ II}$ равна

$$\sum P_{j\ II} = -2m_j \lambda \omega^2 \cos 2\alpha. \quad (134)$$

Полное уравновешивание этих сил возможно при помощи двух симметрично расположенных вращающихся в противоположные стороны с угловой скоростью 2ω валиков с противовесами.

У четырехцилиндрового рядного двигателя силы инерции первого порядка поступательно движущихся масс и моменты этих сил полностью уравновешены.

Остаются неуравновешенными силы инерции второго порядка $\sum P_{j\ II}$, которые можно определить из следующего выражения:

$$\sum P_{j\ II} = -4m_j \lambda r \omega^2 \cos 2\alpha. \quad (135)$$

Моменты этих сил взаимно уравниваются.

Уравнивание сил инерции второго порядка может быть выполнено способом, описанным для двухцилиндрового двигателя.

У шестицилиндрового рядного двигателя силы инерции первого и второго порядков и их моменты полностью уравновешены.

Это же относится и к восьмицилиндровому рядному двигателю.

V-образные двигатели можно рассматривать как два рядных и геометрически суммировать их неуравновешенные силы инерции и моменты этих сил.

Неравномерность крутящего момента, в особенности при неправильном распределении мощности по цилиндрам или пропускам вспышек, может вызвать существенную неуравновешенность двигателя и вибрацию его на опорах. Поэтому во избежание появления вибраций необходимо стремиться к тому, чтобы двигатель работал возможно равномернее.

ГЛАВА XXI

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ

§ 93. КОЛЕБАНИЯ УПРУГИХ СИСТЕМ

На фиг. 199 приведено несколько примеров колебания масс, присоединенных к неподвижной точке упругой связью. Общим для всех изображенных схем является то, что чем больше отклонение массы от первоначального положения, тем больше упругие силы, стремящиеся вернуть ее в прежнее положение. Колебания масс, закрепленных на вращающихся валах, показаны на фиг. 199, *в* и *г*. Форма колебаний этих масс может быть различной. В одном случае (фиг. 199, *в*) колебания массы вызывают знакопеременный изгиб вала. В другом случае (фиг. 199, *г*) колебания массы вызывают знакопеременное скручивание вала. Такие колебания называют крутильными.

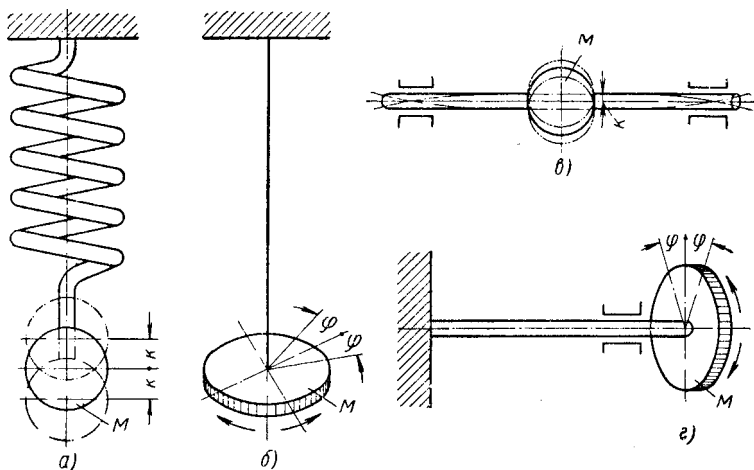
У всех показанных на фиг. 199 систем частота колебаний тем больше, чем больше жесткость упругой связи и чем меньше колеблющаяся масса. Каждая колебательная система имеет определенное число собственных свободных колебаний. Так, например, если массу M , подвешенную на пружине (фиг. 199, *а*), переместить вниз на расстояние k от положения равновесия, а затем отпустить, то она будет совершать колебательные движения вверх и вниз с частотой n_c , выражающей количество собственных колебаний в секунду, или, иначе, число герц.

Подобным же образом, если вывести из положения равновесия массу M , насаженную на вал, и повернуть ее на угол α (фиг. 199, *г*), то она будет совершать вращательные колебательные движения с частотой n_c , скручивая вал то в одну, то в другую сторону. Частота

этих колебаний n_c и будет частотой собственных крутильных колебаний системы. Частоту n_c можно определить расчетным или экспериментальным путем.

Для экспериментального определения частоты n_c нужно вывести массу M из положения равновесия и измерить число свободных колебаний в единицу времени.

В том случае, когда действующие в системе силы трения невелики, свободные колебания будут продолжаться длительное время



Фиг. 199. Примеры колебаний масс:

а — колебание массы M , подвешенной на пружине; б — крутильные колебания массы M , подвешенной на упругой нити и вращающейся вокруг вертикальной оси; в — изгибные колебания вращающегося вала с закрепленной на нем массой M ; г — крутильные колебания вращающегося вала с закрепленной на нем массой M .

после того, как система выведена из равновесия. В системе, показанной на фиг. 199, г, действуют внешние силы трения в подшипниках и внутренние силы трения, возникающие внутри вала при его деформации. Часть энергии колебаний расходуется на работу внутренних и внешних сил трения, и поэтому свободные колебания системы, выведенной из равновесия, постепенно прекращаются, затухают. Затухание колебаний выражается в том, что амплитуда их уменьшается, но частота n_c при этом остается постоянной. Процесс постепенного прекращения колебаний вследствие действия сил трения и преобразования энергии колебаний в теплоту называется демпфированием или успокоением колебаний.

Чтобы колебания не прекращались, необходимо периодическое воздействие внешних сил, выводящих систему из равновесия. Если к колеблющейся массе M прикладывать усилия, направленные в сторону ее движения, как бы «раскачивать» эту массу, то амплитуды колебаний будут непрерывно возрастать и при отсутствии демпфи-

рования должны достигнуть бесконечности. Совпадение частоты собственных колебаний с частотой вынужденных колебаний называется резонансом. При резонансе могут возникнуть значительные перегрузки деталей. Поэтому очень важно заранее предвидеть возможность возникновения резонанса и принимать меры к устранению резонанса или демпфированию колебаний.

§ 94. ЧАСТОТА СОБСТВЕННЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Частота n_c собственных крутильных колебаний системы с одной массой (фиг. 199, г) определяется по формуле

$$n_c = 0,159 \sqrt{\frac{C}{J}} \text{ кол/сек.} \quad (136)$$

В этой формуле

J — момент инерции массы M_1 в $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}} \text{ см}^2$;

C — крутильная жесткость вала, т. е. момент M пары сил, который нужно приложить к свободному концу вала, чтобы закрутить его на угол φ , равный 1 рад.;

$$C = \frac{GJ_p}{l} \text{ кгсм,} \quad (137)$$

где G — модуль сдвига материала, из которого изготовлен вал (для стали $G = 800\,000 \text{ кг/см}^2$);

l — длина вала в см;

J_p — полярный момент инерции поперечного сечения вала; $J_p = \frac{\pi}{32} \cdot d^4 \text{ см}^4$ для сплошного вала;

$J_p = \frac{\pi}{32} (d_n^4 - d_g^4) \text{ см}^4$ для полого вала, у которого наружный диаметр d_n , а внутренний d_g .

Величина, обратная жесткости, $\frac{1}{C}$, называется податливостью вала. Податливость при кручении равна

$$\frac{1}{C} = \frac{l}{GJ_p} \text{ 1/кгсм.} \quad (138)$$

Для определения числа собственных колебаний действительную систему, состоящую из коленчатого вала с закрепленными на нем массами, заменяют эквивалентной упрощенной системой. В эквивалентной системе вал состоит из отдельных цилиндрических участков постоянного сечения, жесткость которых должна быть равна жесткости соответствующих участков действительного вала. Массы в эквивалентной системе считаются сосредоточенными в определенных плоскостях и должны иметь такие же моменты инерции, как и действительные массы. Приведение действительной колебательной

системы к расчетной сводится к определению приведенных длин участков вала и приведению моментов инерции масс. В качестве эквивалентного вала в расчетной системе обычно принимают вал с наружным и внутренним диаметрами, равными наружному и внутреннему диаметрам коренных шеек коленчатого вала.

Из условия равенства жесткости действительного и приведенного участков вала ($C = C_0$) следует, что

$$\frac{GJ_p}{l} = \frac{GJ_{p0}}{l_0}.$$

Следовательно, приведенная длина вала l_0 равна

$$l_0 = l \frac{J_{p0}}{J_p} \text{ см}, \quad (139)$$

где J_p — полярный момент инерции сечения действительного вала, равный

$$\frac{\pi}{32} (d_n^4 - d_s^4) \text{ см}^4;$$

J_{p0} — полярный момент инерции сечения приведенного вала, равный

$$\frac{\pi}{32} (d_{н.о}^4 - d_{с.о}^4) \text{ см}^4;$$

l — длина действительного участка вала в см.

Приведение цилиндрического участка полого вала производится по формуле

$$l_0 = l \frac{d_{н.о}^4 - d_{с.о}^4}{d_n^4 - d_s^4} \text{ см}. \quad (140)$$

Если участок вала не имеет отверстия, то $d_s = 0$.

Конический участок вала с небольшой разностью диаметров (не более 10—15%) может быть заменен цилиндрическим участком, имеющим наружный диаметр

$d_{ср} = \frac{d_1 + d_2}{2}$, где d_1 и d_2 — наименьший и наибольший диаметры конического участка вала (фиг. 200). Приведенная длина конического участка вала с большой разностью диаметров (фиг. 200) определяется по формуле

$$l_0 = \frac{1}{3} \cdot \frac{d_0^4}{d^4} m (m^2 + m + 1) \text{ см}, \quad (141)$$

здесь $m = \frac{d_1}{d_2}$.

Приведенная длина колена (фиг. 200) может быть определена по формуле Зиманенко:

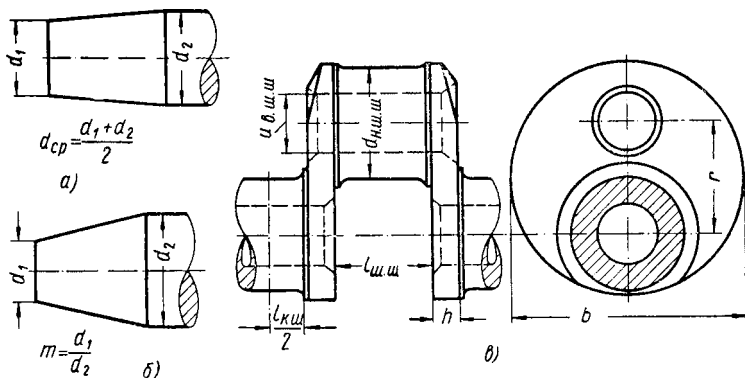
$$l_0 = \left(l_{к.ш} + 0,3 \frac{h}{b} d_{н.к.ш} \right) + \left(0,8 l_{ш.ш} + \frac{b}{r} d_{н.к.ш} \right) \times \\ \times \frac{d_{н.к.ш}^4 - d_{с.к.ш}^4}{d_{н.ш.ш}^4 - d_{с.ш.ш}^4} + \frac{r}{\Phi} \cdot \frac{d_{н.к.ш}^4 - d_{с.к.ш}^4}{h b^2} \text{ см}; \quad (142)$$

здесь коэффициент $\Phi = \sqrt{\frac{d_{н.ш.ш}}{r}}$.

В этой формуле

$l_{к.ш}$ и $l_{ш.ш}$ — длина коренной и шатунной шеек в см;
 $d_{н.к.ш}$, $d_{в.к.ш}$ — наружные и внутренние диаметры коренной шейки в см;
 $d_{н.ш.ш}$ и $d_{в.ш.ш}$ — наружные и внутренние диаметры шатунной шейки в см;
 b и h — ширина и толщина щеки в см;
 r — радиус кривошипа в см.

Для приведения масс определяют их момент инерции, а затем заменяют эти массы равноценными, считая их сосредоточенными на соответствующих радиусах.



Фиг. 200. Приведение участков вала:

a и $б$ — конические участки вала; $в$ — колено.

Момент инерции шатунной шейки: относительно оси вращения можно подсчитать по формуле

$$J_{ш.ш} = J_{о.ш.ш} + m_{ш.ш} r^2 = 10^{-4} (d_{н.ш.ш}^2 - d_{в.ш.ш}^2) \times \\ \times [(d_{н.ш.ш}^2 + d_{в.ш.ш}^2) + 8r^2] l_{ш.ш} \gamma \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}} \text{ см}^2, \quad (143)$$

где $J_{о.ш.ш}$ — момент инерции шатунной шейки относительно ее оси в $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}} \text{ см}^2$;

$m_{ш.ш}$ — масса шатунной шейки в $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}}$;

r — радиус кривошипа в см.

Момент инерции щеки подсчитывают, разбивая ее на отдельные участки и умножая массы этих участков на квадрат расстояния их центра тяжести от оси вращения.

Момент инерции поступательно движущихся масс учитывают, вводя момент инерции J_n , равный

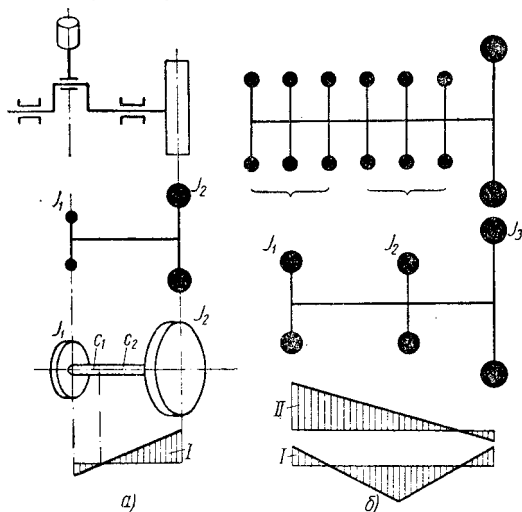
$$J_n = 0.5 m_i r^2 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}} \text{ см}^2. \quad (144)$$

После приведения длин и масс составляют эквивалентную колебательную систему. На фиг. 201, a показана двухмассовая система, эквивалентная системе одноцилиндрового двигателя; на фиг. 201, $б$ показана трехмассовая эквивалентная система, к которой приведен шестицилиндровый рядный двигатель.

Для двухмассовой системы с податливостью C и моментами инерции масс J_1 и J_2 собственная частота колебаний определяется по формуле

$$n_c = 0,159 \sqrt{C \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}} \text{ кол/сек.} \quad (145)$$

Трехмассовая система имеет две формы колебаний (фиг. 201): одноузловую и двухузловую



Фиг. 201. Составление эквивалентной колебательной системы:

a — двухмассовая система; b — трехмассовая система;
 I — одноузловая форма колебаний; II — двухузловая форма колебаний.

С расчетом собственного числа крутильных колебаний трехмассовой и многомассовых систем можно познакомиться в специальной литературе.

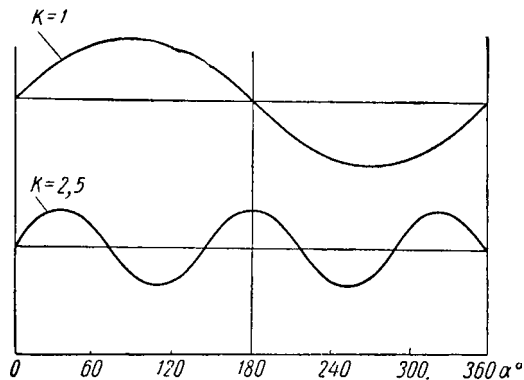
§ 95. ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Вынужденные колебания возникают под действием периодически меняющихся внешних сил. Источником вынужденных крутильных колебаний коленчатых валов является непостоянный по величине крутящий момент, действующий на кривоштыпы. Кривая крутящего момента имеет сложную форму. Чтобы можно было произвести математический анализ вынужденных колебаний, кривую крутящего момента рассматривают как результат сложения синусоид (гармонических кривых) с различными амплитудами и разными периодами полного цикла. Разложение кривой крутящего момента на синусоиды (гармоники) называется гармоническим анализом. Гармонический анализ может быть выполнен с помощью

специальных приборов — гармонических анализаторов или расчетным путем. При исследовании крутильных колебаний коленчатых валов порядком гармоник K называют число полных периодов синусоиды за один оборот коленчатого вала (фиг. 202).

Не все гармоники, составляющие кривую крутящего момента, одинаково опасны с точки зрения возникновения вынужденных колебаний.

Наиболее опасными являются главные гармоники. Главными называются такие гармоники, порядок которых кратен числу вспышек за один оборот коленчатого вала. Так, например, для шестицилиндрового рядного двигателя главными будут гармоники 3, 6 и 9 порядков. При изменении крутящего момента по одной из главных гармоник, которые возбуждают колебания, крутящие



Фиг. 202. Гармоники различных порядков.

моменты действуют на все колена вала синхронно и в одном направлении, вследствие чего действие их усиливается.

Опасными в отношении вынужденных колебаний считаются также сильные гармоники. Возбуждающие крутящие моменты сильных гармоник синхронно действуют на кривошипы одних цилиндров в одном направлении, а на кривошипы остальных — в противоположном. Для шестицилиндрового двигателя сильными будут гармоники следующих порядков: $1\frac{1}{2}$, $4\frac{1}{2}$ и $7\frac{1}{2}$. Действие их менее опасно, чем действие главных гармоник.

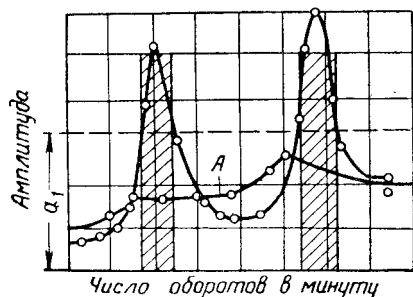
Остальные гармоники называются слабыми и обычно менее опасны.

§ 96. ГАШЕНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Возможность возникновения резонанса крутильных колебаний оценивается при проектировании расчетом. При испытании опытных образцов новых двигателей производят экспериментальную проверку отсутствия резонанса крутильных колебаний в зоне рабочих чисел оборотов. Для этого применяют приборы, называемые торсиографами, которые записывают крутильные колебания вала. Механический торсиограф представляет собой вращающуюся на подшипниках качения инерционную массу — маховик, соединенный с валом двигателя слабой цилиндрической пружиной. Инерционная масса вращается практически совершенно равномерно, с таким же средним

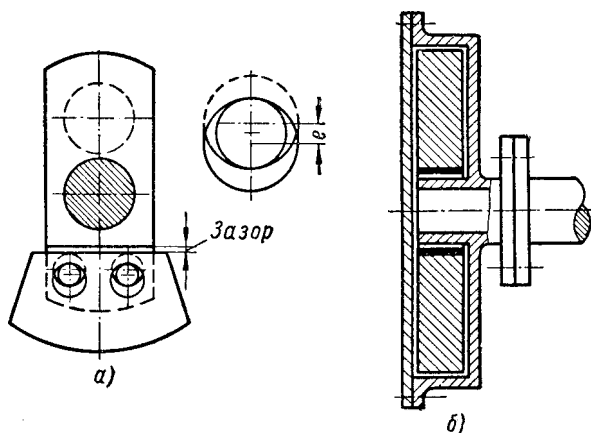
числом оборотов, как вал. Крутильные колебания конца вала относительно инерционной массы записываются пишущим механизмом на пленке, вращающейся вместе с маховиком. Одновременно на пленке производится отметка времени. Число оборотов вала двигателя постепенно повышают от минимального до максимального, а затем снижают. При изменении числа оборотов амплитуды крутильных колебаний то возрастают, то убывают. Результаты измерения амплитуд наносят на резонансную кривую (фиг. 203). По резонансной кривой можно судить об опасных зонах чисел оборотов вала двигателя. Если невозможно устранить резонанс с помощью конструктивных мероприятий, то вводят запретные зоны, т. е. не разрешают работать с числом оборотов, близким к резонансному.

Для уменьшения крутильных колебаний применяют гасители крутильных колебаний (демпферы) различных конструкций. В настоя-



Фиг. 203. Резонансная кривая крутильных колебаний:

a_1 — допустимая амплитуда; A — резонансная кривая с антивибратором; заштрихованные участки — запретные зоны.



Фиг. 204. Гашение крутильных колебаний:

a — маятниковый антивибратор; b — жидкостный гаситель, основанный на поглощении энергии колебаний силами трения.

щее время наибольшее распространение имеют два типа гасителей крутильных колебаний — маятниковые антивибраторы и жидкостные гасители, основанные на поглощении энергии колебаний силами трения.

Маятниковый антивибратор (фиг. 204, a) представляет собой массу, свободно сидящую на двух роликах, которые расположены на про-

должении щеки вала. Диаметр отверстий в маятнике больше наружного диаметра роликов. Поэтому ролики могут катиться по окружности этих отверстий, а маятник свободно качаться, так же как если бы он был подвешен на двух параллельных серьгах. Частоту собственных колебаний маятника подбирают такой, чтобы она почти совпала с частотой резонансных колебаний вала. При возникновении в крутильной системе двигателя резонансных колебаний маятник входит в резонанс и поглощает энергию колебаний. В результате амплитуда колебаний уменьшается и ранее существовавшая резонансная зона перестает быть опасной. Но при этом могут появиться другие опасные резонансные зоны, что является недостатком маятникового антивибратора. Настройка маятникового антивибратора, т. е. подбор необходимой частоты собственных колебаний, может быть выполнена с помощью изменения диаметра ролика. Антивибратор такого типа с несколькими маятниками, настроенными на разные гармоники, применяется на дизелях Д12.

Действие жидкостного гасителя (фиг. 204, б) основано на поглощении энергии колебаний силами трения, возникающими между слоями вязкой жидкости. В металлический кожух с очень небольшим зазором вставляют инерционную массу в виде кольцевого чугунного или стального маховика. В кожух заливают специальную жидкость, обладающую свойством сохранения примерно постоянной вязкости при разных температурах. Кожух гасителя крутильных колебаний крепится к свободному концу вала, имеющему обычно наибольшие амплитуды колебаний. В момент возникновения резонансного режима и увеличения амплитуды колебаний конца вала возрастают силы трения между стенками кожуха, вязкой жидкостью и инерционной массой, вращающейся с постоянной угловой скоростью. В результате происходит поглощение энергии колебаний и уменьшение их амплитуды. Недостатком действия жидкостного трения является лишь частичное снижение амплитуд колебаний на резонансном режиме, тогда как при использовании маятникового антивибратора удается достигнуть практически полного устранения резонанса.

ГЛАВА XXII

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ОСТОВА

§ 97. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ
НА ПРОЧНОСТЬ

При расчете деталей машин на прочность пользуются формулами сопротивления материалов — науки о прочности частей машин и построек.

Под действием внешних сил детали машин изменяют свою форму — деформируются. В материале деталей при деформациях возникают внутренние упругие силы, действующие между частицами и оказывающие сопротивление внешним нагрузкам. Появляется напряженное состояние материала. Интенсивность внутренних упругих сил называют напряжением. Прочность деталей двигателей зависит от величины возникающих напряжений при деформациях растяжения, сжатия, сдвига (среза), изгиба и кручения.

Напряжения σ при растяжении и сжатии стержней определяют по формуле

$$\sigma = \frac{P}{f} \text{ кг/см}^2, \quad (146)$$

где P — сила, действующая вдоль стержня, в кг;

f — опасное (наименьшее) поперечное сечение стержня в см^2 .

Напряжение при сдвиге (срезе)

$$\tau = \frac{P}{f} \text{ кг/см}^2. \quad (147)$$

Напряжение при изгибе стержней

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} \text{ кг/см}^2, \quad (148)$$

где $M_{из}$ — изгибающий момент в кгсм ;

$W_{из}$ — момент сопротивления при изгибе в см^3 .

Определение величины $M_{из}$ для различных случаев изгиба приведено в табл. 23.

Напряжение при кручении

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \text{ кг/см}^2, \quad (149)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент в кгсм ;

$W_{кр}$ — момент сопротивления кручению в см^3 ;

Формулы для определения площадей, моментов сопротивления и моментов инерции разных сечений приведены в табл. 24.

Таблица 23

Наиболее употребительные формулы для определения напряжений

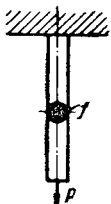
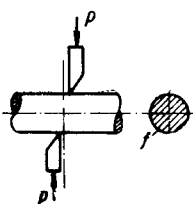
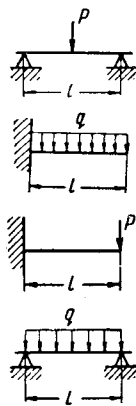
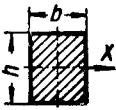
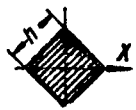
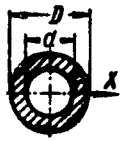
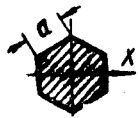
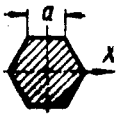
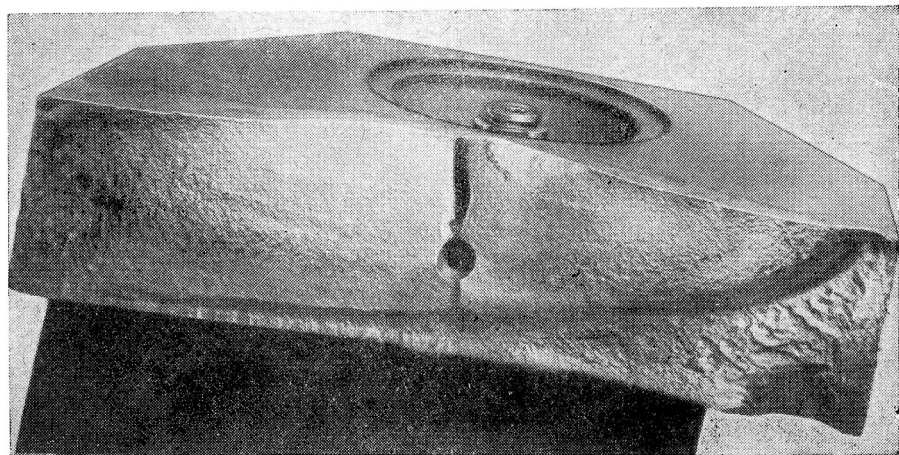
Характер нагрузки	Схема	Расчетные формулы		
Растяжение, сжатие		$\sigma = \frac{P}{f}$		
Сдвиг — срез		$\tau = \frac{P}{f}$		
Изгиб		Максимальный изгибающий момент $M_{\max} = \frac{Pl}{4}$ $M_{\max} = \frac{1}{8} ql^2$ $M_{\max} = -Pl$ $M_{\max} = \frac{ql^2}{2}$	Напряжение $\sigma_u = \frac{Pl}{4W_{из}}$ $\sigma_u = \frac{1}{8} ql^2 \frac{1}{W_{из}}$ $\sigma_u = \frac{Pl}{W_{из}}$ $\sigma_u = \frac{ql^2}{W_{из}}$	Прогиб $y = \frac{Pl^3}{48EJ}$ $y = \frac{5}{384} \cdot \frac{ql^4}{EJ}$ $y = \frac{Pl^3}{3EJ}$ $y = \frac{ql^4}{8EJ}$

Таблица 24

Формулы для определения площадей, моментов сопротивления и моментов инерции
для сечений разной формы

Схема	Площадь сечения	Момент сопротивления	Момент инерции
	$f = bh$	$W = \frac{bh^2}{6}$	$J = \frac{bh^3}{12}$
	$f = h^2$	$W = \frac{\sqrt{2}}{12} h^3$	$J = \frac{h^4}{12}$
	$f = \pi \frac{D^2 - d^2}{4}$	$W = \pi \frac{D^4 - d^4}{32D}$	$J = \pi \frac{D^4 - d^4}{64}$
	$f = 2,6a^2$	$W = 0,541a^3$	$J = \frac{5\sqrt{3}}{16} a^4$
	$f = 2,6a^2$	$W = \frac{5}{8} a^3$	$J = \frac{5\sqrt{3}}{16} a^4$

При переменных циклических нагружениях разрушение деталей может произойти при значительно меньших напряжениях, чем при работе с постоянной статической нагрузкой. Особенно опасны симметричные циклы изменения нагрузки, когда напряжение колеблется от $+\sigma$ до $-\sigma$. Менее опасны изменения нагрузки по пульсирующему циклу, когда напряжения меняются от $+\sigma$ до нуля или от нуля до $-\sigma$. Характер изменения напряжения оценивается коэффициентом асимметрии цикла r . При



Фиг. 205. Усталостный излом от изгиба щеки коленчатого вала.

статической нагрузке коэффициент асимметрии $r = 1$, при пульсирующем цикле $r = 0$ и при симметричном $r = -1$.

Разрушение металлов под действием многократных изменений напряжения называется усталостью. Разрушение начинается с образования в наиболее напряженном месте микротрещины, а затем, при последующих нагружениях, трещина распространяется на следующие участки опасного сечения. Поэтому на изломе обычно можно наблюдать «линии отдыха», т. е. периодическое распространение излома. На фиг. 205 показан усталостный излом от изгиба щеки коленчатого вала. Число циклов изменения напряжения, которое может выдержать металл до разрушения, зависит от величины напряжения. На фиг. 206 представлены результаты испытаний образца из углеродистой стали при симметричном цикле. Количество циклов N , которое выдерживает образец до разрушения возрастает при уменьшении напряжения. Когда напряжение снижают до такой величины, что испытуемый образец выдерживает 7—10 млн. циклов, наступает так называемый предел усталости. Пределом усталости называется максимальное напряжение, которое данный металл выдерживает практически неограниченное число циклов. Обычно если испы-

тываемый образец или деталь выдерживает 7—10 млн. циклов; это значит, что напряжения не превосходят предела усталости и при дальнейшем повторении циклического изменения напряжений разрушения не произойдет. Предел усталости обозначается индексом, равным числовому значению коэффициента асимметрии цикла r при символе напряжения σ или τ . Так, например, предел усталости от изгиба при симметричном цикле обозначается σ_{-1} .

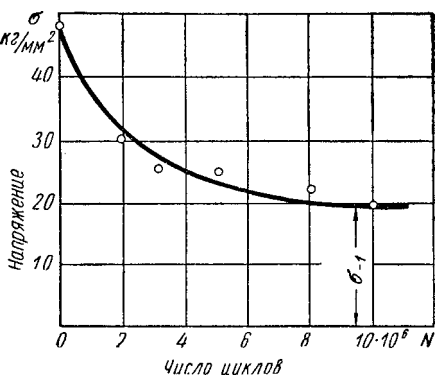
В табл. 25 приведены характеристики механической прочности углеродистых и легированных сталей, применяемых для двигателей внутреннего сгорания.

В этой таблице σ_s — предел прочности (временное сопротивление), т. е. напряжение растяжения, при котором происходит разрушение;

σ_T — предел текучести;

σ_{-1} — предел усталости для изгиба при симметричном цикле.

Предел усталости для растяжения и сжатия при симметричном цикле равен $\sigma_{-1p} \approx 0,7\sigma_{-1}$.



Фиг. 206. Результаты испытаний образца из углеродистой стали на изгиб при симметричном цикле.

Характеристики механической прочности сталей

Таблица 25

Углеродистые стали				Легированные стали			
Марки	σ_s	σ_T	σ_{-1}	Марки	σ_s	σ_T	σ_{-1}
в кг/мм²				в кг/мм²			
10	32—42	18	16—22	20X	70—85	40—60	31—38
20	40—50	24	17—22	40X	73—105	65—90	32—48
30	48—60	28	20—27	45X	85—105	70—95	40—50
40	57—70	32	23—32	40XH	100—145	80—130	46—60
50	63—80	35	27—35	40XHMA	100—170	85—160	50—70
60	65—90	37	31—38	40XФ	90—125	80—95	38—49
30Г	57—70	29	22—32	50XФ	115—140	90—120	55—63
50Г	65—85	37	29—36	12XНЗА	95—140	70—110	42—64
45Г2	70—90	41	31—40	20XНЗА	95—145	85—110	43—65
				37XНЗА	115—160	100—140	52—70
				18XНВА	115—140	85—120	54—62

Предел усталости для кручения равен $\tau_{-1} \approx 0,58\sigma_{-1}$.

Приближенную оценку пределов усталости сталей, если известен предел прочности, можно производить по следующим эмпирическим зависимостям:

1) для симметричных циклов

$$\sigma_{-1p} = 0,28\sigma_g;$$

$$\sigma_{-1} = 0,4\sigma_g;$$

$$\tau_{-1} = 0,22\sigma_g;$$

2) для пульсирующих циклов $\sigma_0 = (1,4 \div 1,8)\sigma_{-1}$; при изгибе, сжатии и растяжении $\tau_0 = (1,7 \div 2,0)\tau_{-1}$ при кручении.

§ 98. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ФУНДАМЕНТНЫХ РАМ, КАРТЕРОВ И БЛОКОВ

Такие детали остова, как фундаментные рамы, картеры и блоки, имеют очень сложную форму, что затрудняет определение напряжений. Расчет этих деталей сводится к приближенному определению напряжений и сопоставлению их с результатами расчета таким же методом соответствующих деталей надежно работающих двигателей. В настоящее время широкое распространение получили экспериментальные методы определения напряжений при помощи специальных приборов — тензометров. Один из видов тензометров представляет собой тонкие проволоочки (датчики), наклеиваемые на стенки детали. При деформации детали меняется электрическое сопротивление проволоочек. Колебания напряжения записываются электрическим осциллографом.

Для картеров одноцилиндровых двигателей наиболее опасными являются усилия от сил газов, которые возникают при вспышке.

Эти усилия растягивают картер по направлению, совпадающему с осью цилиндра, и могут вызвать появление трещин в вертикальных горцовых стенках (фиг. 207). Напряжения от растягивающих усилий не должны быть выше $300\text{—}350 \text{ кг/см}^2$, что соответствует запасу прочности $k = 5 \div 7$.

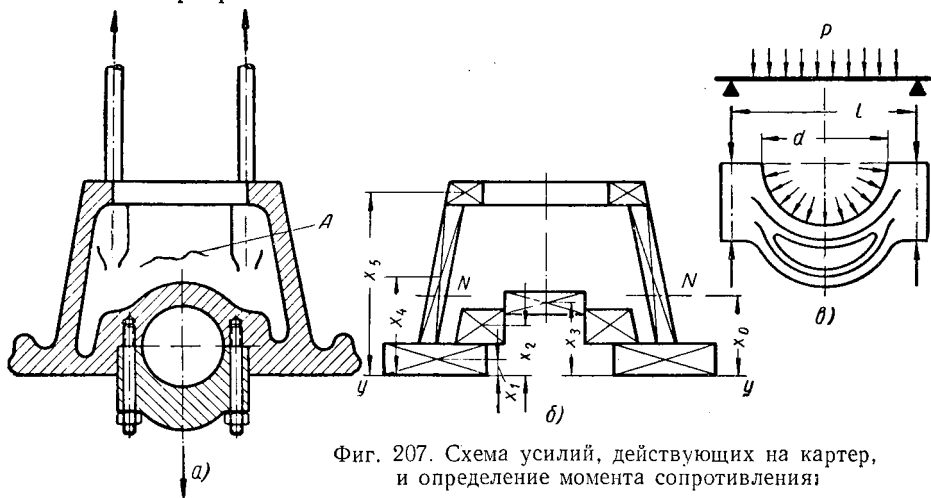
У многоцилиндровых двигателей, помимо напряжений от растягивающих усилий, следует определять напряжения изгиба картера или фундаментной рамы. У шестицилиндровых четырехтактных быстроходных двигателей силы инерции двух средних кривошипов и вращающихся масс шатунов, равные $2K_r$, вызывают знакопеременный изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях, проходящих через ось коленчатого вала. Изгибающий момент

$$M_{из} = 2K_r l \text{ кгсм},$$

где l — расстояние между предпоследними опорами с каждой стороны.

Для подсчета момента сопротивления W опасное (среднее) сечение картера разбивают на отдельные участки простой конфигурации (фиг. 207). Затем определяют площадь каждого участка сечения и расстояние x от его центра тяжести до какой-либо горизонтальной

оси YY . После этого определяют положение нейтральной оси NN сечения картера.



Фиг. 207. Схема усилий, действующих на картер, и определение момента сопротивления:

a — схема усилий, разрывающих поперечную перегородку картера; $б$ — определение момента сопротивления картера; $в$ — схема усилий, действующих на крышку (подвеску) коренного подшипника, и расчетная схема; A — типичная трещина перегородки картера.

Расстояние x_0 от оси YY до нейтральной оси NN может быть определено по формуле

$$x_0 = \frac{\sum F_n x_n}{\sum F_n} \text{ см.} \quad (150)$$

Определив x_0 , подсчитывают момент сопротивления по следующей формуле:

$$W = \frac{\sum F_n h_n^2 + \sum J_n}{h_0}, \quad (151)$$

где h_n — расстояние от центра тяжести каждого участка сечения картера до нейтральной оси в см ;

$\sum J_n$ — сумма моментов инерции участков относительно осей, проходящих через их центры тяжести, в см^4 ;

h_0 — расстояние от нейтральной оси до наиболее удаленной точки сечения картера в см .

Найденные по формуле $\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}}$ напряжения не должны превышать 350—400 кг/см^2 .

При подвесном вале подвески (или крышки) подшипников (фиг. 207) рассчитывают по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{\frac{P}{4} \left(\frac{l}{2} - \frac{d}{4} \right)}{W_{из}} \text{ кг/см}^2, \quad (152)$$

здесь $P = P_z - (P_j + K_r - K_{np})$ кг, т. е. сила P , изгибающая крышку, равна наибольшему усилию от давления газов за вычетом сил инерции поступательно движущихся и вращающихся масс. Напряжение изгиба $\sigma_{из}$ в чугунных крышках не должно превышать 200—300 кг/см².

На крышки подшипников, расположенные над валом, действуют силы инерции $P = P_j + K_r - K_{np}$. Метод расчета остается тем же.

Шпильки крепления крышек подшипников рассчитывают с учетом предварительной затяжки. Сила затяжки P_3 для этих шпилек равна $(1,5 \div 2,0) P$. Напряжение разрыва в шпильках равно

$$\sigma_p = \frac{P_3}{if}, \quad (153)$$

где i — число шпилек;

f — опасное сечение шпильки в см².

Динамические нагрузки в этих шпильках сравнительно невелики.

Допускаемые напряжения для шпилек из углеродистой стали составляют 600—800 кг/см², из легированной стали 1500—1800 кг/см², что соответствует запасу прочности $k = 4 \div 5$, найденному по пределу текучести.

§ 99. РАСЧЕТ КРЫШЕК ЦИЛИНДРОВ

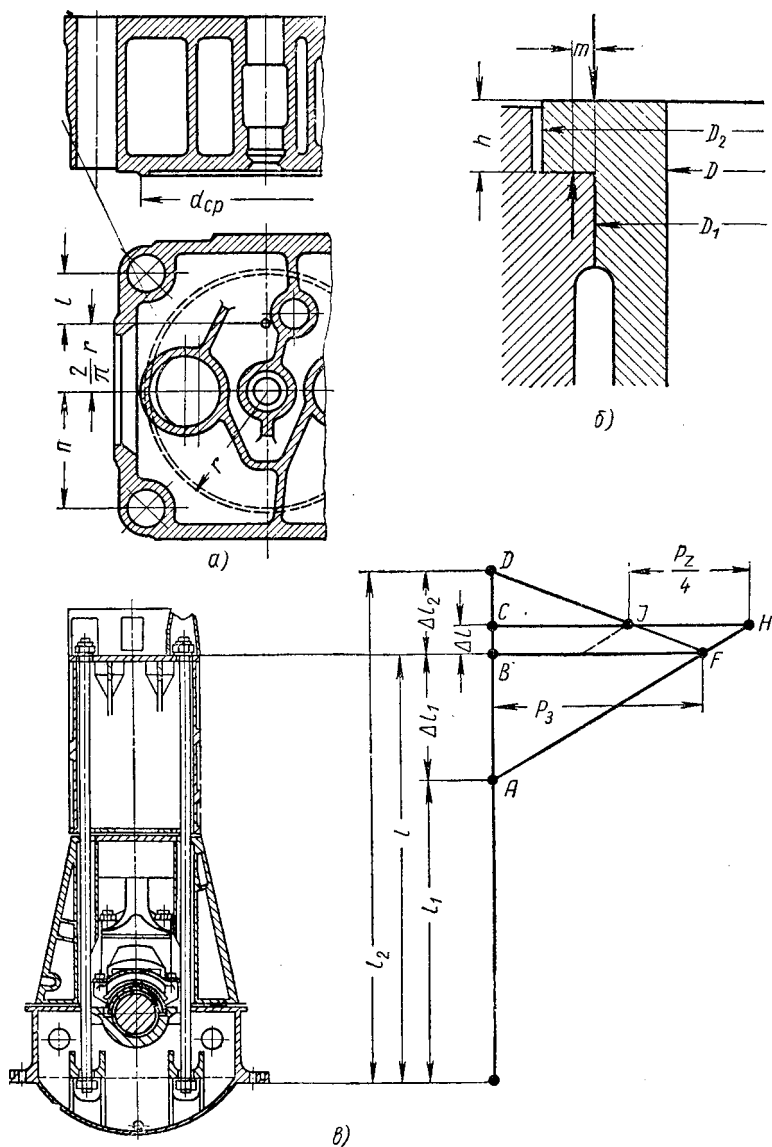
Крышки цилиндров, так же как картеры и блоки, имеют сложную форму и не поддаются точному расчету. Индивидуальные крышки для сравнительной оценки напряжений рассчитывают на изгиб от силы затяжки шпилек крепления. Величину силы затяжки шпилек можно принимать равной $(1,5 \div 2,0) P_z$, где P_z — усилие от давления газов на крышку при вспышке. Момент, изгибающий крышку, равен произведению половины силы затяжки P_3 на расстояние l от оси шпилек до центра тяжести половины кольцевой опорной поверхности (фиг. 208)

$$M_{из} = \frac{1}{2} P_3 l \text{ кгсм.}$$

Расстояние $l = n - \frac{2}{\pi} r$ см, где n — расстояние от оси шпилек до оси цилиндра, а $\frac{2}{\pi} r$ — расстояние от оси цилиндра до центра тяжести полукольцевой опорной поверхности с радиусом средней линии, равным r .

Момент сопротивления W опасного сечения крышки в плоскости, проходящей через ось цилиндра и перпендикулярной к оси коленчатого вала, подсчитывается таким же методом, какой был приведен для определения момента сопротивления опасного сечения картера.

У многоцилиндровых двигателей проверяют напряжения как в сечении, проходящем через ось цилиндра, так и в сечении, проходящем через ось шпилек.



Фиг. 208. Схема для расчета крышки цилиндров, втулки и анкерных связей:
 а — схема для расчета крышки; б — схема для расчета втулки;
 в — схема для расчета анкерных связей.

Шпильки крепления крышек цилиндров рассчитывают на разрыв от силы затяжки P_3 . Допускаемые напряжения в кг/см^2 для шпилек из углеродистой стали 800—1000 кг/см^2 , из легированной стали 1200—1400 кг/см^2 .

§ 100. РАСЧЕТ ВТУЛКИ ЦИЛИНДРА

У чугунных вставных втулок цилиндров следует проверять напряжения от изгиба опорного буртика (фиг. 208).

Приближенный сравнительный расчет производится по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{M}{W} = \frac{P_3 m}{\pi D_1 \frac{h^2}{6}} \text{ кг/см}^2,$$

где P_3 — сила затяжки шпилек крепления крышки цилиндра в кг ;
 m — расстояние от середины опорной поверхности буртика до середины опорной поверхности крышки в см ;

D_1 — диаметр центрирующего пояса втулки цилиндра в см ;
 h — высота опасного сечения опорного буртика в см .

Напряжения изгиба в опасном сечении для чугунных втулок не должны превышать 400—600 кг/см^2 . Для уменьшения напряжений изгиба следует стремиться к тому, чтобы плечо изгибающегося усилия m было минимальным. У многоцилиндровых двигателей с общей крышкой для всех или нескольких цилиндров поломки буртиков втулок могут происходить вследствие чрезмерной затяжки крайних шпилек.

Приближенный расчет втулки цилиндра на разрыв от давления газов производят по формуле

$$\sigma_p = \frac{p_z D}{2\delta} \text{ кг/см}^2, \quad (154)$$

где D — диаметр цилиндра в см ;

δ — толщина стенки в верхней части втулки на расстоянии $\sim 20\%$ хода поршня от в. м. т. в см .

Для чугунных втулок напряжение σ_p не должно превышать 500—600 кг/см^2 .

§ 101. РАСЧЕТ АНКЕРНЫХ СВЯЗЕЙ

Анкерные связи представляют собой шпильки или болты, стягивающие детали остова: картер, блок и в некоторых случаях крышки цилиндров. Сила затяжки P_3 анкерных связей составляет $(1,5 \div 2,0) P_2$.

Обозначим длину анкерных связей в свободном состоянии l_1 , длину стягиваемых деталей остова в свободном состоянии l_2 и их общую длину после затяжки гаек l (фиг. 208). Шпильки (болты) при затяжке удлиняются на величину $\Delta l_1 = l_1 - l$, а детали остова сжимаются на величину $\Delta l_2 = l_2 - l$. На прямой AD отложены величины Δl_1 и Δl_2 (отрезки AB и BD). Проведем перпендикулярно прямой AD из точки B перпендикуляр и отложим на нем величину $BF = P_3$. Таким образом мы получаем систему координат, в которой по вертикальной оси отложены удли-

нения a по горизонтальной оси — усилия. Зависимость между растягивающими усилиями и удлинениями анкерной шпильки выражается прямой AF . Во время работы к усилию затяжки добавляется усилие от давления газов $\frac{P_2}{4}$, и анкерная шпилька (болт) удлинится на величину Δl . Одновременно соответственно уменьшится на величину Δl деформация деталей остова. Для графического определения величины Δl и максимального усилия, действующего на анкерную шпильку, проводят линию, параллельную AF , на расстоянии по горизонтали, равном $\frac{P_2}{4}$. Через точку J пересечения этой линии с линией DE проводят горизонтальную прямую CH , которая представляет в выбранном масштабе усилие, растягивающее анкерную шпильку.

Величины Δl_1 и Δl_2 определяют по формулам

$$\Delta l_1 = \frac{P_3}{f} \cdot \frac{l_1}{E_1}; \quad (155)$$

$$\Delta l_2 = \frac{P_3}{F} \cdot \frac{l_2}{E_2}, \quad (156)$$

где f — сечение анкерной шпильки (болта) в см^2 ;
 F — сечение деталей остова, приходящихся на одну шпильку (болт), в см^2 ;
 E_1 и E_2 — модуль упругости материала шпильки и деталей остова в кг/см^2 .
 Напряжения в анкерных шпильках

$$\sigma_p = \frac{P_3}{f} \cdot \frac{CH}{BF} \text{ кг/см}^2. \quad (157)$$

Коэффициент асимметрии цикла $r = \frac{CH - BF}{BF}$ и составляет $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0,85 \div 0,9$.

Допускаемые напряжения для шпилек (болтов) из углеродистой стали 1500—1800 кг/см^2 , из легированной стали 3000—3500 кг/см^2 . Эти напряжения соответствуют запасу прочности по пределу текучести $k = 2 \div 3$.

ГЛАВА XXIII

РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

§ 102. РАСЧЕТ ПОРШНЯ, ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ И ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦА

Поршень рассчитывают на сжатие от давления газов. Опасным является наименьшее сечение над поршневым пальцем, проходящее через канавку поршневого кольца (фиг. 209)

$$\sigma_{сж} = \frac{P_2}{f_{\min}} \text{ кг/см}^2. \quad (158)$$

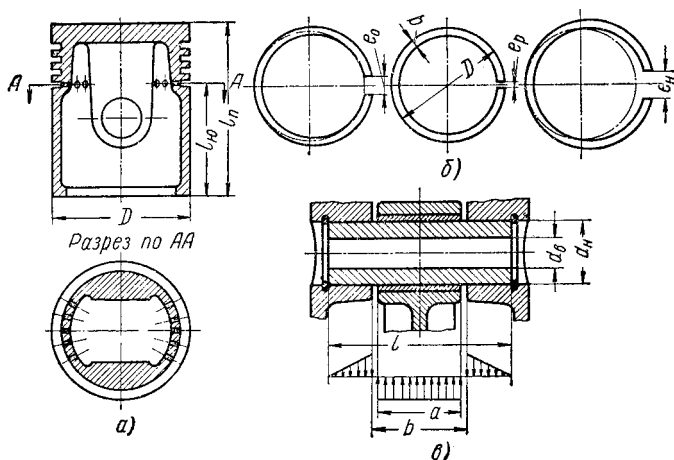
Допускаемое напряжение для чугуновых поршней составляет 600 кг/см^2 , для поршней из алюминиевых сплавов 200—300 кг/см^2 .

Юбка поршня проверяется на удельное давление от максимальной величины бокового усилия $N_{\max}$, т. е.

$$q = \frac{N_{\max}}{D l_{ю}}, \quad (159)$$

где D — диаметр цилиндра в см;

$l_{ю}$ — длина опорной поверхности юбки поршня в см.



Фиг. 209. Схема для расчета поршня и поршневых колец:

a — схема для расчета поршня; $б$ — схема для расчета поршневого кольца; $в$ — схема для расчета поршневого пальца.

Для чугунных поршней допускается удельное давление $q = 3,5 \text{ кг/см}^2$, для поршней из алюминиевого сплава; $q = 7 \div 12 \text{ кг/см}^2$. Наибольшие величины допускаются для форсированных быстроходных дизелей.

Опорная поверхность поршневого пальца в бобышках поршня проверяется по удельному давлению

$$q_B = \frac{P_z}{d_n l_n} \text{ кг/см}^2, \quad (160)$$

где d_n — диаметр поршневого пальца в см;

l_n — длина опорной поверхности пальца в бобышках в см.

При плавающем пальце допускаемое удельное давление в бобышках составляет:

для алюминиевых сплавов $q_B = 250 \div 400 \text{ кг/см}^2$;

для чугуна $q_B = 300 \div 350 \text{ кг/см}^2$.

Общую длину обеих бобышек при плавающем пальце обычно выбирают в 1,3—1,5 раза больше длины втулки шатуна.

Поршневые кольца работают на изгиб как при надевании на поршень, так и в рабочем состоянии. На фиг. 209, б показаны поршневые кольца в свободном и рабочем состояниях и при надевании на поршень.

В свободном состоянии зазор в замке равен e_0 . В рабочем состоянии зазор кольца уменьшается до e_p и при надевании кольца увеличивается до e_n . Прогиб кольца в рабочем состоянии $S' = e_0 - e_p$, а при надевании $S'' = 2\pi b - S'$ или приближенно $S'' = 6b - S'$, где b — ширина кольца в радиальном направлении в см.

Напряжение изгиба в рабочем состоянии

$$\sigma'_{из} = 0,425E \frac{1}{\left(\frac{D}{b} - 1\right)^2} \cdot \frac{S'}{b} \text{ кг/см}^2. \quad (161)$$

Напряжение изгиба при надевании

$$\sigma''_{из} = 0,425E \frac{1}{\left(\frac{D}{b} - 1\right)^2} \cdot \frac{S''}{b} \text{ кг/см}^2, \quad (162)$$

где D — внутренний диаметр цилиндра в см.

Модуль упругости для чугуновых колец изменяется в следующих пределах:

$$E = (0,85 \div 1,2) 10^6 \text{ кг/см}^2.$$

Допускаемые напряжения составляют: $\sigma_{из} = 1500 \div 1900 \text{ кг/см}^2$, $\sigma''_{из} = 1500 \div 2500 \text{ кг/см}^2$.

Удельное давление p кольца на стенку цилиндра определяется по формуле

$$p = \frac{0,33\sigma_{из}b^2}{D(D-b)} \text{ кг/см}^2. \quad (163)$$

Допустимая величина p может быть равной $0,6 - 2,0 \text{ кг/см}^2$ для уплотняющих колец.

Поршневой палец рассчитывают на изгиб, как балку, свободно лежащую на опорах и нагруженную равномерно распределенной нагрузкой от силы P .

Опасное сечение расположено в плоскости, проходящей через середину пальца.

Изгибающее усилие

$$P = P_z - P_{jn} \text{ кг},$$

где P_z — усилие от давления газов;

P_{jn} — сила инерции поршня и поршневых колец в в. м. т.

Напряжение изгиба

$$\sigma_{из} = \frac{M}{W} = \frac{P(l + 2b - 1,5a)}{d_n^3 1,2(1 - \alpha^4)} \text{ кг/см}^2, \quad (164)$$

где $\alpha = \frac{d_\theta}{d_n}$.

Значения входящих в формулу величин и схема нагрузки пальца показаны на фиг. 209, в.

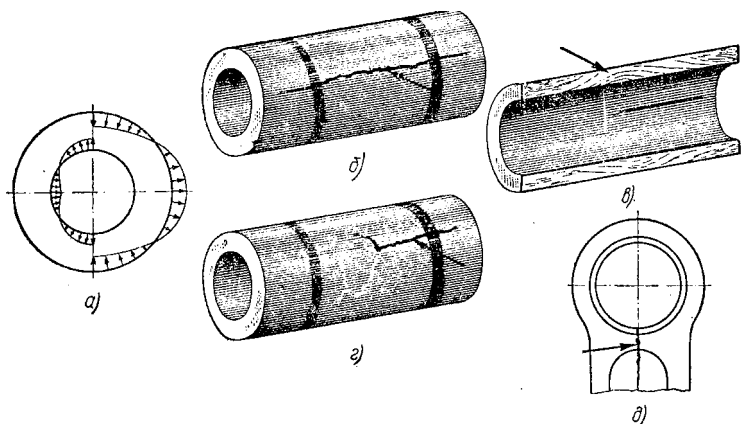
Допускаемые напряжения для углеродистых сталей 1200—1800 кг/см², для легированных сталей 2000—3500 кг/см².

Касательное напряжение от среза в сечении, расположенном между бобышкой и верхней головкой шатуна, равно

$$\tau = \frac{0,85P}{d_n^2} \cdot \frac{1 + \alpha + \alpha^2}{1 - \alpha^4} \text{ кг/см}^2. \quad (165)$$

Допускаемые напряжения для углеродистых сталей 600—1000 кг/см², для легированных сталей 1200—2000 кг/см².

Кроме изгиба и среза, у полых поршневых пальцев во время приложения максимального усилия происходит деформация сечения —



Фиг. 210. Овальзация поршневого пальца:

а — эпюра напряжений поршневого пальца от овальзации; б — типичная продольная трещина на наружной поверхности поршневого пальца; в — продольные трещины на внутренней поверхности поршневого пальца и усталостный излом; г — продольная трещина на наружной поверхности, переходящая в кольцевую; д — разрыв стержня шатуна в результате овальзации поршневого пальца.

овальзация. На фиг. 210 показаны эпюры напряжений от овальзации, а также характерные случаи разрушений пальцев в виде продольных трещин на внутренней или внешней поверхности. Овальзация может привести к заеданию его во втулке верхней головки шатуна и к разрушению шатуна (фиг. 210).

Максимальная овальзация или увеличение диаметра пальца d_n (фиг. 209) в плоскости, перпендикулярной к действию нагрузки, составляет

$$\Delta d_{n \max} = \frac{0,09P}{IE} \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 k, \quad (166)$$

где k — поправочный коэффициент; $k = 1,5 + 15 (\alpha - 0,4)^3$.

Допустимая овальзация пальца $\Delta d_{n \max} = (0,001 \div 0,002) d_n$.

Пример. Рассчитать поршневой палец дизеля с диаметром цилиндра $D = 85$ мм, ходом поршня $S = 110$ мм и числом оборотов в минуту $n = 1500$.

Вес поршня и поршневых колец $0,95$ кг. Отношение длины шатуна l к радиусу кривошипа r равно $\frac{l}{r} = 4$. Максимальное давление газов в цилиндре $p_z = 55$ кг/см².

Размеры поршневого пальца (фиг. 209):

$d_H = 28$ мм; $d_B = 16$ мм; $l = 70$ мм; $b = 30$ мм; $a = 28$ мм.

Величина максимального усилия P , действующего на поршневой палец в в. м. т., равна

$$P = P_z + P_{jn};$$

$$P_z = p_z F_n = 55 \cdot 0,785 (8,5)^2 = 55 \cdot 56,7 = 3120 \text{ кг};$$

$$P_{jn} = -m_n i_{\max} = -\frac{G_n}{g} r \omega^2 (1 + \lambda) = -\frac{0,95}{981} 5,5 \cdot 24700 \cdot 1,25 = -164 \text{ кг}.$$

Отсюда $P = 3120 - 164 = 2976$ кг.

Напряжение изгиба

$$\begin{aligned} \sigma_{из} &= \frac{M}{W} = \frac{P(l + 2b - 1,5a)}{d_H^3 \cdot 1,2(1 - \alpha^4)} = \frac{2976(7 + 2 \cdot 3 - 1,5 \cdot 2,8)}{(2,8)^3 \cdot 1,2(1 - 0,107)} = \\ &= \frac{2976 \cdot 8,8}{22 \cdot 1,2 \cdot 0,893} = 1110 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Напряжение от среза

$$\tau = \frac{0,85P(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_H^2(1 - \alpha^4)} = \frac{0,85 \cdot 2976(1 + 0,572 + 0,327)}{(2,8)^2 \cdot 0,897} = 687 \text{ кг/см}^2.$$

Максимальная овализация

$$\Delta d_{H \max} = \frac{0,09P}{lE} \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 k;$$

$$k = 1,5 + 15(\alpha - 0,4)^3 = 1,5 + 15(0,572 - 0,4)^3 = 1,576$$

$$\Delta d_{H \max} = \frac{0,09 \cdot 2976}{7,2 \cdot 10^6} \left(\frac{1,572}{0,428} \right)^3 1,576 = 0,0015 \text{ см} = 0,015 \text{ мм}.$$

§ 103. РАСЧЕТ ШАТУНА

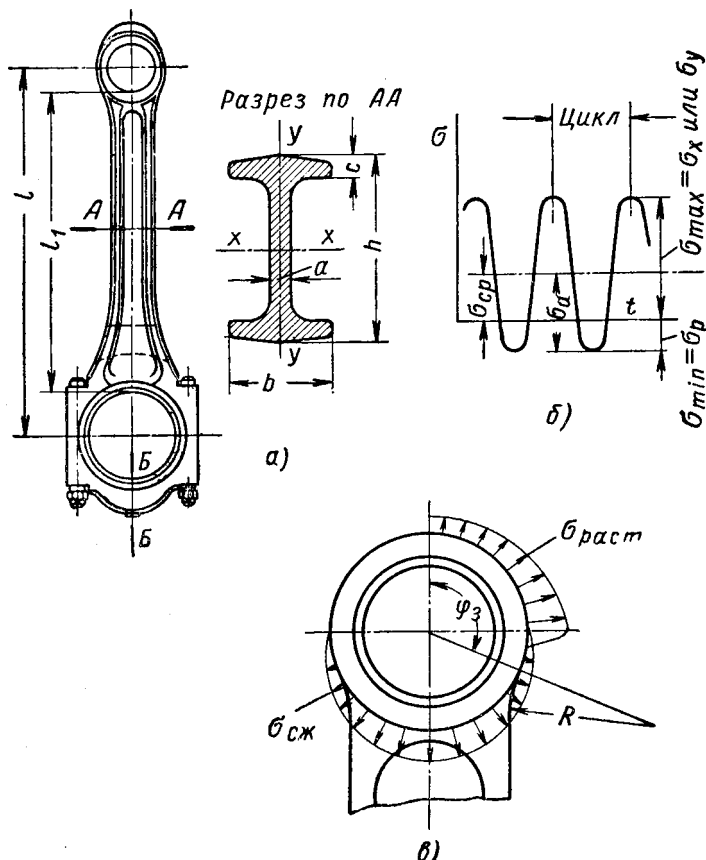
Стержень шатуна (фиг. 211) во время работы двигателя испытывает сжатие от сил давления газов и растяжение от сил инерции. Напряжения в стержне шатуна меняются по асимметричному циклу.

В период второй фазы процесса сгорания давление в цилиндре резко возрастает, и поэтому изменение усилия, действующего на шатун, носит ударный характер. Шатун представляет собой упругий стержень, на конце которого закреплена масса. равная массе поступательно движущихся частей. Если частота собственных колебаний этой системы близка к частоте изменений силы, вызывающей колебания (давления газов в цилиндре), то происходит динамическое усиление. Это значит, что в системе возникают дополнительные нагрузки вследствие приближения к резонансу.

Собственная частота колебаний массы поступательно движущихся частей n_c равна

$$n_c = 0.159 \sqrt{\frac{C}{m}} \text{ кол/сек} \quad (167)$$

где m — масса поступательно движущихся частей в кг/сек² см;
 C — жесткость стержня шатуна в кг/см.



Фиг. 211. Схема для расчета шатуна:

a — опасные сечения; b — характер изменения напряжений изгиба в стержне шатуна; a — эпюры напряжений в верхней головке шатуна.

Жесткость стержня шатуна определяют по формуле

$$C = \frac{E f_{cp}}{l} \text{ кгсм,}$$

где E — модуль упругости в кг/см²;
 f_{cp} — площадь среднего сечения стержня в см²;
 l — длина стержня шатуна в см.

Частота возбуждающей силы n_θ зависит от продолжительности промежутка времени α , выраженного в градусах угла поворота кривошипа, в течение которого давление в цилиндре повышается от p_c до p_z , т. е.

$$n_\theta = \frac{n \cdot 360}{4\alpha \cdot 60} = 1.5 \frac{n}{\alpha} \text{ кол/сек} \quad (168)$$

где 4α — полный период колебаний силы давления газов, так как угол α соответствует нарастанию усилия от 0 до максимума, т. е. $\frac{1}{4}$ полного периода.

Значения коэффициента динамического усиления для разных значений $\frac{n_\theta}{n_c}$ приведены в табл. 26.

Таблица 26

Значения коэффициента динамического усиления k

$\frac{n_\theta}{n_c}$	0.1	0.15	0.20	0.25	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
k	1.11	1.18	1.08	1.27	1.43	1.60	1.73	1.77	1.72	1.71	1.74

Сила, сжимающая стержень шатуна, с учетом величины k равна

$$P_{сж} = p_c F_n + k(p_z - p_c) F_n + P_i \text{ кг}, \quad (169)$$

где P_i — сила инерции поступательно движущихся масс шатуна и поршня в кг;

F_n — площадь поршня в см^2 .

Среднее сечение AA стержня шатуна проверяется на сжатие и продольный изгиб по формулам

$$\sigma_x = K_x \frac{P_{сж}}{f_{cp}} \text{ кг/см}^2; \quad (170)$$

$$\sigma_y = K_y \frac{P_{сж}}{f_{cp}} \text{ кг/см}^2. \quad (171)$$

Здесь первый коэффициент K_x соответствует работе шатуна на сжатие и продольный изгиб в плоскости, перпендикулярной к оси коленчатого вала. Шатун работает как стержень, свободно опертый торцами и нагруженный действующей вдоль оси сжимающей силой $P_{сж}$.

Коэффициент K_y соответствует сжатию и продольному изгибу в плоскости, проходящей через ось коленчатого вала. В этом случае расчет шатуна ведется как длинного стержня с заделанными концами и нагруженного силой $P_{сж}$.

Коэффициенты K_x и K_y равны

$$K_x = 1 + 0,0005 \frac{l^2}{J_x} f_{cp}; \quad (172)$$

$$K_y = 1 + 0,0005 \frac{l_1^2}{4J_y} f_{cp}, \quad (173)$$

где l — расстояние между осями поршневого пальца и шатунной шейки в см;

J_x — момент инерции среднего сечения шатуна относительно оси xx в $см^4$ (фиг. 211, а);

l_1 — длина стержня шатуна между верхней и нижней головками в см;

J_y — момент инерции относительно оси yy в $см^4$.

Числовое значение коэффициентов K_x и K_y обычно находится в пределах 1,1 — 1,20. Это значит, что основными являются напряжения от сжатия силой $P_{сж}$, а не от продольного изгиба.

Допускаемые напряжения σ_x и σ_y изменяются в пределах 2500—4000 $кг/см^2$.

Во время тактов выпуска и впуска шатун растягивается силами инерции P_j , равными

$$P_j = -(m_n + m_{ш.н}) \omega^2 r (1 + \lambda) \text{ кг}, \quad (174)$$

где m_n и $m_{ш.н}$ — поступательно движущиеся массы поршневой группы и части шатуна, отнесенной к поршню.

Напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{P_j}{f_{cp}} \text{ кг/см}^2. \quad (175)$$

σ_x , σ_y и σ_p являются наибольшими и наименьшими значениями напряжений асимметричного цикла (фиг. 211, б).

При асимметричном цикле запас прочности определяется по формуле

$$k = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_x}{\epsilon} + \varphi_{\sigma} \sigma_{cp}}. \quad (176)$$

В формуле (176) вместо величины σ_{cp} подставляется абсолютное, а не алгебраическое значение этого напряжения.

Здесь

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\alpha} &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_p - \sigma_x}{2} \text{ кг/см}^2; \\ \sigma'_{\alpha} &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_p + \sigma_x}{2} \text{ кг/см}^2; \end{aligned} \right\} \quad (177)$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{cp} &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_p + \sigma_x}{2} \text{ кг/см}^2; \\ \sigma'_{cp} &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_p - \sigma_x}{2} \text{ кг/см}^2. \end{aligned} \right\} \quad (178)$$

Коэффициент φ , равен

$$\varphi_r = \frac{2\sigma_{-1p} - \sigma_0}{\sigma_0}, \quad (179)$$

где σ_{-1p} — предел усталости от растяжения — сжатия при симметричном цикле;

σ_0 — предел усталости при пульсирующем цикле; $\sigma_0 = (1,4 \div 1,6)\sigma_{-1p}$.

ϵ — коэффициент, учитывающий размеры детали.

Значения коэффициента ϵ в зависимости от диаметра образца составляют:

Диаметр образца в мм	10	20	30	40	50	60	80	100	150	200
Коэффициент ϵ	1	0,93	0,87	0,82	0,78	0,75	0,70	0,65	0,58	0,55

Запас прочности k должен быть не меньше 1,8 — 2,0.

Следует проверять запас прочности также и по пределу текучести σ_T :

$$K = \frac{\sigma_T}{\sigma_0 + \sigma_{cp}}. \quad (180)$$

Пример. Рассчитать стержень шатуна четырехтактного дизеля. $D = 105$ мм; $S = 130$ мм; $n = 1500$ об/мин.; $p_z = 60$ кг/см²; $p_c = 38$ кг/см²; средняя скорость нарастания давления во время сгорания (§ 61) $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} = 5$ кг/см²·град; вес поступательно движущихся масс $G_j = 3,2$ кг; размеры шатуна (фиг. 211): $l = 260$ мм; $l_1 = 200$ мм; $h = 38$ мм; $b = 25$ мм; $a = 5$ мм; $c = 8$ мм. Площадь среднего сечения стержня

$$f_{cp} = bh - (b - a)(h - 2c) = 2,5 \cdot 3,8 - (2,5 - 0,5)(3,8 - 2 \cdot 0,8) = 5,1 \text{ см}^2.$$

Суммарная сила P , сжимающая стержень шатуна в в. м. т.,

$$P = P_z + P_j = p_z F_n - m_j \omega^2 (1 + \lambda) = 60 \cdot 86,5 -$$

$$- \frac{3,2}{981} 65 \cdot 24 \cdot 700 \cdot 1,25 = 5180 - 655 = 4525 \text{ кг/см}^2.$$

Сила $P_{сж.}$ с учетом динамического усиления

$$P_{сж.} = p_c F_n + k(p_z - p_c) F_n + P_f.$$

Коэффициент динамического усиления k определяется по табл. 26 в зависимости от отношения $\frac{n_a}{n_c}$. $n_c = 0,159 \sqrt{\frac{c}{m}}$ кол/сек; здесь

$$c = \frac{E f_{cp}}{l_1} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 5,1}{20} = 0,51 \cdot 10^6 \text{ кг/см};$$

$$m = \frac{G_j}{g} = \frac{3,2}{981} = 3,27 \cdot 10^{-3} \text{ кг·сек/см}^2.$$

следовательно,

$$n_c = 0,159 \sqrt{\frac{0,51 \cdot 10^6}{3,27 \cdot 10^{-3}}} = 0,199 \cdot 10^4 = 1990 \text{ кол/сек};$$

$$n_g = \frac{1,5n}{\alpha};$$

$$\text{здесь } \alpha = \frac{p_z - p_c}{\Delta p} = \frac{60 - 38}{5} = 4,4^\circ; n_g = \frac{1,5 \cdot 1500}{4,4} = 512 \text{ кол/сек};$$

$$\frac{n_g}{n_c} = \frac{512}{1990} \approx 0,26; \text{ по табл. 26 при этом } k = 1,28.$$

Отсюда $P = 38 \cdot 86,5 + 1,28 (60 - 38) 86,5 - 655 = 5075 \text{ кг}$.

Находим коэффициенты K_x и K_y :

$$J_x = \frac{bh^3 - (b-a)(h-2c)^3}{12} = \frac{2,5(3,8)^3 - 2(2,2)^3}{12} = 9,66 \text{ см}^4;$$

$$J_y = \frac{hb^3 - (h-2c)(b-a)^3}{12} = \frac{3,8(2,5)^3 - 2,2 \cdot 2^3}{12} = 3,48 \text{ см}^4;$$

$$K_x = 1 + 0,0005 \frac{l^2}{J_x} f_{cp} = 1 + 0,0005 \frac{(26)^2}{9,66} 5,1 = 1,177;$$

$$K_y = 1 + 0,0005 \frac{l_1^2}{4J_y} f_{cp} = 1 + 0,0005 \frac{(20)^2}{4 \cdot 3,48} = 1,143.$$

Находим напряжения:

$$\sigma_x = K_x \frac{P_{сж.}}{f_{cp}} = 1,177 \frac{5075}{5,1} = -1170 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_y = K_y \frac{P_{сж.}}{f_{cp}} = 1,143 \frac{5075}{5,1} = -1130 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_p = \frac{P_j}{f_{cp}} = \frac{655}{5,1} = 127 \text{ кг/см}^2.$$

Механические качества стали 40 (§ 97):

$$\sigma_s = 6500 \text{ кг/см}^2; \sigma_T = 3200 \text{ кг/см}^2; \sigma_{-1} = 2600 \text{ кг/см}^2.$$

$$\sigma_{-1p} = 0,7\sigma_{-1} = 1820 \text{ кг/см}^2; \sigma_0 = 1,55\sigma_{-1} = 4030 \text{ кг/см}^2;$$

$$\varphi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = \frac{2 - 1,55}{1,55} = 0,29.$$

Запас прочности k равен

$$k = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a}{\epsilon} + \varphi_\sigma \sigma_{cp}},$$

где

$$\sigma_a = \frac{\sigma_p - \sigma_x}{2} = \frac{127 - (-1170)}{2} = -650 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_p + \sigma_x}{2} = \frac{127 + (-1170)}{2} = -520 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности по пределу усталости при $\epsilon = 0,85$ будет

$$k = \frac{2600}{\frac{650}{0,85} + 0,29 \cdot 520} = 2,8.$$

Запас прочности по пределу текучести

$$k = \frac{3200}{650 + 520} = 2,8.$$

Верхняя головка работает на разрыв под действием сил инерции поршневой группы P_{jn} и на сжатие от результирующей силы давления газов P_z за вычетом сил инерции P_{jn} . Кроме того, в верхней головке шатуна появляются дополнительные напряжения при запрессовке бронзовой втулки. Наиболее нагруженным местом в верхней головке является место перехода проушины в стержень. Это так называемые места заделки. Углом заделки φ_z называется центральный угол от вертикального диаметра до сопряжения наружной окружной головки и радиуса перехода (фиг. 211, в).

При определении напряжений сжатия и растяжения верхнюю головку шатуна рассматривают как криволинейный брус. Определение напряжения сжатия и растяжения требует проведения сравнительно сложного расчета, который приводится в специальных курсах.

При расчете шатуна можно ограничиться определением относительного уменьшения диаметра верхней головки δ по полуэмпирической формуле

$$\delta = \frac{P_{jndcp}(\varphi_z - 90^\circ)}{10EJ}; \quad (181)$$

здесь d_{cp} — средний диаметр верхней головки в см:

$$d_{cp} = \frac{d_n + d_\theta}{2} \text{ см};$$

E — модуль упругости в кг/см^2 ;

J — момент инерции сечения верхней головки:

$$J = 0,01b(d_n - d_\theta)^3 \text{ см}^4.$$

Величина δ не должна превышать 0,0005.

Крышка нижней головки шатуна изгибается силами инерции поступательно движущихся и вращающихся масс

$$P = -P_{jn} + (m_{ш.к} - m_{кр})\omega^2 r \text{ кг}; \quad (182)$$

здесь $m_{ш.к}$ и $m_{кр}$ — масса шатуна, отнесенная к центру шатунной шейки, и масса крышки нижней головки шатуна в $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$;

ω — угловая скорость коленчатого вала в рад/сек;

r — радиус кривошипа в см.

Предполагается, что нагрузка распределена в крышке нижней головки шатуна по косинусоидальному закону. Такой закон распределения нагрузок хорошо совпадает с результатами экспериментальной проверки напряжений. Опасным (расчетным) является сечение $ББ$ (фиг. 211, a). Крышка рассчитывается на изгиб как криволинейная балка, у которой радиус кривизны равен половине расстояния между осями шатунных болтов.

Напряжения определяются по приближенной расчетной формуле

$$\sigma = P \left[\frac{0,23l}{W_{из} \left(1 + \frac{J_{\theta}}{J} \right)} + \frac{0,4}{F + F_{\theta}} \right] \text{ кг/см}^2, \quad (183)$$

где J и J_{θ} — моменты инерции поперечных сечений $ББ$ крышки и вкладыша в см^4 ;

F и F_{θ} — площади поперечных сечений крышки и вкладыша в см^2 ;

$W_{из}$ — момент сопротивления изгибу сечения крышки в см^3 ;

l — расстояние между осями шатунных болтов в см .

Допускаемые напряжения для крышки нижней головки шатуна следующие:

для углеродистой стали 800—1300 кг/см²

для легированной стали 2000—2800 кг/см².

Под действием силы P происходит деформация крышки нижней головки шатуна, т. е. уменьшение внутреннего диаметра в направлении, перпендикулярном к оси шатуна. Относительная величина деформации равна

$$\delta = \frac{0,0024Pl^3}{E(J + J_{\theta})}. \quad (184)$$

Допустимая величина деформации, так же как и для верхней головки, составляет $\delta = 0,0005$.

Шатунные болты растягиваются силой затяжки P_{θ} . Под действием силы инерции P , равной силе, которая изгибает крышку нижней головки шатуна, происходит увеличение напряжений растяжения в болте.

Величина суммарной силы P_B , растягивающей болт, зависит от податливости болта и стягиваемых частей шатуна. Расчет шатунного болта является одним из примеров расчета резьбового соединения.

Сила P_B определяется по формуле

$$P_B = P_{\theta} + \chi P' \text{ кг}. \quad (185)$$

В этом выражении χ — коэффициент основной нагрузки резьбового соединения;

$$\chi = \frac{e_1}{e_2 + e_1}; \quad (186)$$

здесь $e_1 = \frac{l}{EF_{ш}}$ — податливость стягиваемых частей шатуна в $см/кг$;

$e_2 = \frac{l}{EF_B}$ — податливость шатунных болтов в $см/кг$;

l — длина шатунного болта и стягиваемых частей шатуна в $см$;

$F_{ш}$ и F_B — сечения стягиваемых частей шатуна и шатунного болта в $см^2$.

У выполненных конструкций $\chi = 0,15 \div 0,25$.

Сила $P' = \frac{P}{i}$ $кг$, где i — число шатунных болтов.

Учитывая, что сила затяжки $P_з = (1,5 \div 2,0) P'$, соотношение между наибольшей силой, действующей на шатунный болт P_B , и силой затяжки будет

$$P_B = (1,1 \div 1,15) P_з.$$

Следовательно, коэффициент асимметрии цикла $r = 0,87 \div 0,91$. Напряжения в болте будут следующими:

$$\sigma_{\max} = \frac{P_B}{F_B} \text{ кг/см}^2; \quad \sigma_{\min} = \frac{P_з}{F_B} \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности k определяется по формуле

$$k = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\alpha_s \sigma_\alpha}{\epsilon} + \varphi_\sigma \sigma_{cp}}; \quad (187)$$

здесь

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2};$$

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2};$$

$$\varphi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1p} - \sigma_0}{\sigma_0};$$

ϵ — коэффициент, учитывающий размеры детали;

α_s — эффективный коэффициент концентрации напряжений;

Для деталей с метрической резьбой

$\alpha_s = 3 \div 4$ (для углеродистой стали);

$\alpha_s = 4 \div 5$ (для легированной стали).

Кроме того, следует проверить запас прочности по формуле (180).

Пример. Рассчитать шатунный болт четырехтактного дизеля. $D = 105$ $мм$; $S = 130$ $мм$; $n = 1500$ об/мин; число болтов $i = 2$; резьба $1М12 \times 1,25$; материал сталь 40Х; вес части шатуна, отнесенной к шатунной шейке, $G_{ш.к} = 3,1$ $кг$; вес крышки нижней головки шатуна $G_{кр} = 0,8$ $кг$; $P_j = 655$ $кг$.

Находим силу P :

$$P = P_i + (m_{ш.к} - m_{кр}) \omega^2 r = 655 + \frac{(3,1 - 0,8)}{981} 24\,700 \cdot 6,5 = 1030 \text{ кг.}$$

$$P' = \frac{P}{i} = \frac{P}{2} = \frac{1030}{2} = 515 \text{ кг.}$$

Сила затяжки

$$P_3 = 2,0P' = 1030 \text{ кг.}$$

Максимальное усилие, растягивающее шатунный болт, $P_D = 1,15P_3 = 1190 \text{ кг.}$
Опасное сечение болта равно

$$F_B = \frac{\pi}{4} d_g^2 = 0,785 (1,04)^2 = 0,85 \text{ см}^2.$$

Напряжения

$$\sigma_{\max} = \frac{P_D}{F_B} = \frac{1190}{0,85} = 1400 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\min} = \frac{P_3}{F_B} = \frac{1030}{0,85} = 1210 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{1400 - 1210}{2} = 95 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{1400 + 1210}{2} = 1305 \text{ кг/см}^2.$$

Принимаем: коэффициент $\varphi_\sigma = 0,28$; масштабный фактор $\epsilon = 1$; коэффициент концентрации напряжения $\alpha_g = 4$; предел усталости $\sigma_{-1} = 3800 \text{ кг/см}^2$.

Запас прочности

$$k = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\alpha_g}{\epsilon} \sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_{cp}} = \frac{3800}{4 \cdot 95 + 0,28 \cdot 1305} = 5,1.$$

Запас прочности по пределу текучести при $\sigma_T = 7500 \text{ кг/см}^2$ равен

$$k = \frac{\sigma_T}{\sigma_a + \sigma_{cp}} = \frac{7500}{1400} = 5,3.$$

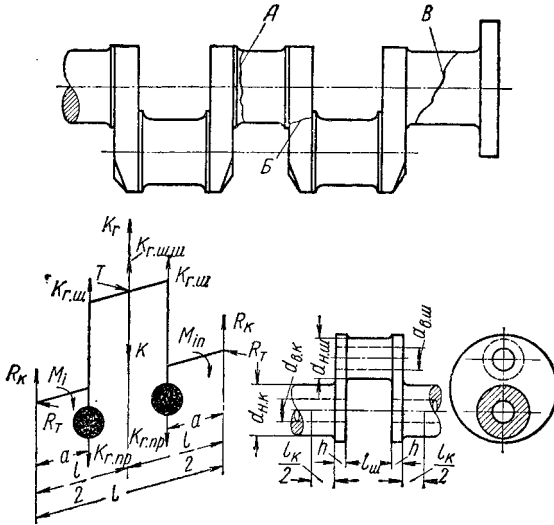
§ 104. РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Коленчатый вал — одна из наиболее ответственных деталей двигателя, подверженная изгибу и кручению под действием сил давления газов в цилиндре и сил инерции. Наиболее частые случаи поломок коленчатых валов показаны на фиг. 212.

Усталостные разрушения шеек и шеек A и B происходят от изгиба (фиг. 205). При усталостных разрушениях от кручения разрушения имеют вид винтовой трещины по шейке. В случае знакопеременных

скручивающих моментов, как например при крутильных колебаниях, разрушения происходят по винтовым линиям, направленным в противоположные стороны.

Коленчатый вал рассчитывают как разрезную балку. Из всего вала мысленно вырезают один кривошип, на который действуют изгибающие и скручивающие моменты и силы.



Фиг. 212. Типичные поломки коленчатого вала и схема для расчета:

А — разрушение коренной шейки от изгиба; Б — разрушение щеки от изгиба; В — разрушение коренной шейки от скручивания.

Коренная шейка рассчитывается на кручение без учета напряжений изгиба. Вследствие небольшой длины коренных шеек напряжения изгиба оказывают малое влияние на запас прочности (в пределах 3—4%). Для расчета суммируют набегающие крутящие моменты предыдущих цилиндров, передаваемые расчетной кривошипной шейкой.

Максимальные и минимальные касательные напряжения подсчитывают по формулам

$$\left. \begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{M_{\kappa p \max}}{W_{\kappa p}} \text{ кгс/см}^2, \\ \tau_{\min} &= \frac{M_{\kappa p \min}}{W_{\kappa p}} \text{ кгс/см}^2, \end{aligned} \right\} \quad (188)$$

$$W = \frac{\pi}{16} d_n^3 \left[1 - \left(\frac{d_v}{d_n} \right)^4 \right] \text{ см}^3. \quad (189)$$

Затем находят величины τ_a и τ_{cp} :

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \text{ и } \tau_{cp} = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}. \quad (190)$$

Запас прочности определяют по уравнению

$$k = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\alpha_\tau}{\epsilon_\tau} \tau_a + \varphi_\tau \tau_{cp}}, \quad (191)$$

где α_τ — эффективный коэффициент концентрации напряжений у поперечного отверстия;

ϵ_τ — коэффициент, учитывающий влияние размеров детали.

Величина $\frac{\alpha_\tau}{\epsilon_\tau} = 2,5 \div 3,0$.

Величина $\varphi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$ — коэффициент, аналогичный коэффициенту φ_σ , приведенному в уравнении (179).

Запас прочности колеблется в пределах 2,0—4,0.

Шатунная шейка подвергается изгибу и кручению. Расчет ведется отдельно на изгиб и отдельно на кручение, так как действие максимальных изгибающих и скручивающих моментов не совпадает по времени.

Изгиб шатунной шейки в плоскости кривошипа производится моментом M_z (фиг. 212), т. е.

$$M_z = R_k \frac{l}{2} - (K_{r. ш} - K_{r. пр}) \left(\frac{l}{2} - a \right) \text{ кг} \cdot \text{см}; \quad (192)$$

здесь R_k — вертикальная реакция опоры, которая при симметричном колене равна

$$R_k = \frac{K}{2} - \frac{K_{r. ш} + K_{r. ш. ш} + 2K_{r. ш} - 2K_{r. пр}}{2} = \frac{K - K_r}{2} \text{ кг}, \quad (193)$$

где K — усилие, действующее в плоскости колена от сил давления газов и сил инерции поступательно движущихся частей, в кг;

$K_{r. ш}$, $K_{r. ш. ш}$, $K_{r. ш}$ и $K_{r. пр}$ — центробежная сила вращающихся масс шатуна, шатунной шейки, щек и противовесов в кг.

В плоскости, перпендикулярной к плоскости колена, изгибающий момент M_T равен

$$M_T = R_T \frac{l}{2} \text{ кгсм}; \quad (194)$$

здесь R_T — горизонтальная реакция опор; $R_T = \frac{T}{2}$.

Момент M_φ , действующий в плоскости расположения отверстия для подвода смазки, равен

$$M_\varphi = M_z \cos \varphi + M_T \sin \varphi \text{ кгсм.} \quad (195)$$

Необходимо найти максимальные и минимальные значения момента, а затем определить напряжения по формулам

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\varphi \max}}{W_{из}} \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\varphi \min}}{W_{из}} \text{ кг/см}^2.$$

Момент сопротивления изгибу полой шатунной шейки равен

$$W_{из} = \frac{\pi}{32} \cdot d_{н. ш}^3 \left[1 - \left(\frac{d_{в. ш}}{d_{н. ш}} \right)^4 \right] \text{ см}^3. \quad (196)$$

Запас прочности k определяется по приведенным выше формулам (188). Эффективный коэффициент концентрации у поперечного отверстия $\alpha_s = 3,0$, так же как и при кручении.

Кручение шатунной шейки производится моментом

$$M_{кр} = M_{кр i} + 0,5Tr \text{ кгсм,} \quad (197)$$

где $M_{кр i}$ — набегающий момент от предыдущих цилиндров в кгсм;
 Tr — произведение тангенциального усилия на радиус кривошипа в кгсм.

Касательные напряжения $\tau_{\max}$ и $\tau_{\min}$ находят по формулам

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр \max}}{W_{кр}};$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{кр \min}}{W_{кр}}.$$

Момент сопротивления кручению $W_{кр} = 2W_{из}$.

Общий запас прочности k определяется по формуле

$$k = \frac{k_\sigma k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}}. \quad (198)$$

Щеки вала подвергаются изгибу, растяжению и кручению. Суммарные нормальные напряжения от изгиба и сжатия (растяжения) равны

$$\sigma = \frac{K - K_r}{2} \left(\frac{a}{W_{п. щ}} + \frac{1}{f_{щ}} \right) \text{ кг/см}^2, \quad (199)$$

где величина $\frac{K-K_r}{2}$ имеет то же значение, что и при расчете шатунной шейки (193).

Здесь $W_{и.щ}$ — момент сопротивления щеки; $W_{и.щ} = \frac{bh^2}{6} \text{ см}^3$;

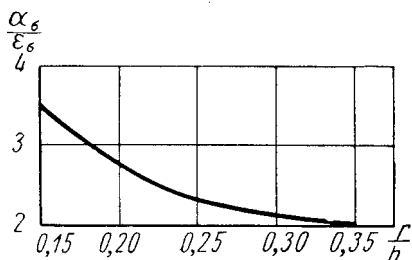
$f_{щ}$ — площадь сечения щеки в см^2 .

Величина a приведена на фиг. 212, где показана схема колена. Амплитуда изменения напряжений цикла σ_a равна

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{(K_{\max} - K_r) - (K_{\min} - K_r)}{4} \cdot \left(\frac{a}{W_{и.щ}} + \frac{1}{f_{щ}} \right) \text{ кг/см}^2.$$

Следовательно,

$$\sigma_a = \frac{K_{\max} - K_{\min}}{2} \left(\frac{a}{W_{и.щ}} + \frac{1}{f_{щ}} \right) \text{ кг/см}^2. \quad (200)$$



Фиг. 213. Зависимость отношения эффективного коэффициента концентрации напряжений к масштабному фактору $\frac{\alpha_\sigma}{\epsilon_\sigma}$ от относительной величины радиуса галтели $\frac{r}{h}$.

На основании уравнения (200) можно сделать вывод, что амплитуда колебаний напряжений в щеке от изгиба σ_a не зависит от величины сил инерции вращающихся масс, так как величина K_r в это выражение не входит.

При определении запаса прочности щеки от изгиба можно не учитывать влияние средних напряжений, так как произведение $\varphi_\sigma \sigma_{cp}$ имеет сравнительно малую величину.

Запас прочности щеки от изгиба равен

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\alpha_\sigma}{\epsilon_\sigma} \sigma_a}. \quad (201)$$

Величина $\frac{\alpha_\sigma}{\epsilon_\sigma}$, т. е. отношение эффективного коэффициента концентрации напряжений α_σ к масштабному фактору ϵ_σ зависит от ряда конструктивных соотношений.

Особенно сильно влияет на величину $\frac{\alpha_\sigma}{\epsilon_\sigma}$ отношение радиуса галтели к толщине щеки $\frac{r}{h}$ (фиг. 213).

Щека коленчатого вала скручивается моментом

$$M_{кр. щ} = T \frac{d}{2} \text{ кгсм}. \quad (202)$$

Максимальную и минимальную величины касательной силы определяют по диаграмме сил T для различных углов поворота кривошипа, напряжения находят по формулам

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр. ш. \max}}{W_{кр}} \text{ кг/см}^2;$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{кр. ш. \min}}{W_{кр}} \text{ кг/см}^2. \quad (203)$$

Момент сопротивления кручению щеки прямоугольного поперечного сечения $W_{кр} = \alpha bc^2$, где b — большая сторона сечения и c — меньшая сторона сечения, а коэффициент α зависит от отношения $\frac{b}{c}$.

Значения коэффициента α в зависимости от $\frac{b}{c}$ следующее:

$\frac{b}{c}$	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	6.0	8.0	10	∞
α	0.208	0.231	0.246	0.267	0.282	0.299	0.307	0.313	0.333

Запас прочности щеки на кручение подсчитывается по формуле (191). Отношение $\frac{\alpha_{\tau}}{\epsilon_{\tau}}$ может быть принято приблизительно равным 2,0.

Для коленчатых валов форсированных дизелей запас прочности составляет 1,5—2,0. Для двигателей с большим сроком службы запас прочности равен 2,5—3,0.

ГЛАВА XXIV

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

§ 105. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ КЛАПАНА

Диаметр горловины впускного клапана определяется по скорости воздуха (смеси), входящей в цилиндр. Так как объем, описанный поршнем, приблизительно равен объему воздуха (смеси), входящего в цилиндр, то из условия равенства этих объемов можно вывести уравнение:

$$F_n v_n = f_z i v_z, \quad (204)$$

где F_n — площадь поршня в м^2 ;

v_n — скорость поршня в м/сек ; $v_n = \frac{Sn}{30}$ м/сек ; здесь S — ход поршня в м , n — число оборотов в минуту;

f_z — площадь проходного сечения горловины в м^2 ;

i — число впускных клапанов в одном цилиндре;

v_z — скорость воздуха (смеси) в горловине в м/сек .

Из уравнения (204) следует, что скорость входящего воздуха в горловине равна

$$v_z = v_n \frac{F_n}{f_z} \text{ м/сек}$$

или

$$v_z = v_n \frac{D^2}{d_z^2} \text{ м/сек,} \quad (205)$$

где D — диаметр цилиндра в см;

d_z — диаметр горловины в см.

Средняя скорость воздуха (смеси) в горловине впускных клапанов обычно находится в пределах 40—70 м/сек.

Диаметр горловины выпускного клапана у быстроходных двигателей выбирают на 10—20% меньше диаметра горловины впускного клапана, так как потери мощности от противодействия на выпуске меньше, чем потери от разрежения на впуске и от уменьшения воздушного заряда. У тихоходных двигателей, имеющих малую скорость поршня, впускные и выпускные клапаны часто выполняют одинакового размера.

Подъем клапана выбирают из условий равенства площадей проходного сечения клапана при полном открытии и площади проходного сечения горловины.

Если проходным сечением клапана считать боковую поверхность цилиндра с диаметром d_z и высотой h , равной подъему клапана, то из условия равенства проходных сечений получим

$$\frac{\pi d_z^2}{4} = \pi d_z h. \quad (206)$$

Отсюда $h_{\max} = \frac{d_z}{4}$ или $h_{\max} = 0,25d_z$.

Если учитывать угол наклона фаски клапана β , то его подъем h из условия равенства проходных сечений следует выбирать несколько большим, чем получается по уравнению (206). При угле наклона фаски клапана $\beta = 30^\circ$

$$h_{\max} \approx 0,26d_z \text{ см,} \quad (207)$$

при $\beta = 45^\circ$

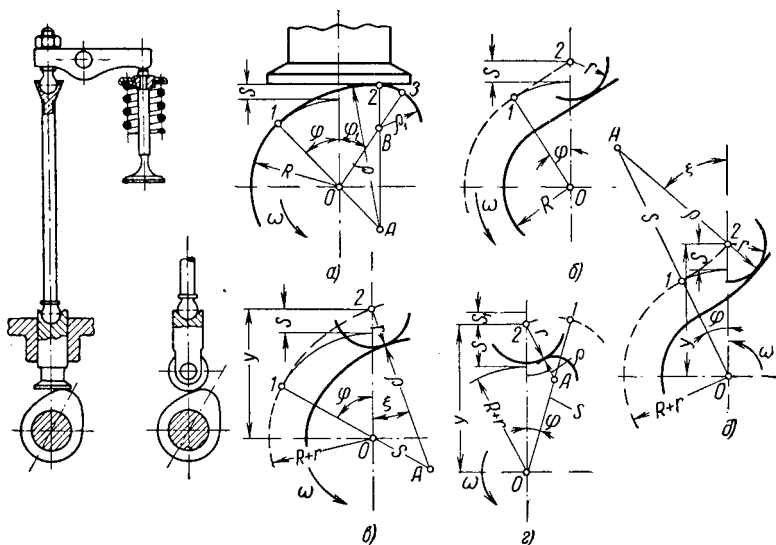
$$h_{\max} \approx 0,31d_z \text{ см.} \quad (208)$$

Продолжительность открытия клапана зависит от выбранных экспериментальным методом фаз газораспределения.

§ 106. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА

Очистка цилиндра и зарядка его свежим воздухом (смесью) улучшается с увеличением время-сечения органов распределения. Для получения наибольшего время-сечения при выбранных фазах газораспределения и размерах клапанов необходимо, чтобы открытие

и закрытие их происходило с максимально возможной скоростью. Этому препятствуют возникающие в момент открытия и закрытия клапанов силы инерции, нагружающие клапанный механизм, а также увеличение скорости посадки клапана на седло. При скоростях посадки клапана выше $0,4—0,6$ м/сек резко возрастает износ седла. На фиг. 214 показана схема наиболее распространенного клапанного механизма



Фиг. 214 Схема клапанного механизма и различные формы профиля кулачков распределительного вала для различных толкателей:

a — профиль кулачка для плоского толкателя; *b* — прямолинейный профиль кулачка для роликового толкателя; *c* — выпуклый профиль кулачка для роликового толкателя; *d* — окружность при вершине кулачка для роликового толкателя; *e* — вогнутый профиль кулачка для роликового толкателя.

с кулачковым валом, действующим на клапан через толкатель, штангу и коромысло. Здесь же показано два вида применяющихся толкателей: плоский и роликовый. Расчет клапанного механизма заключается в определении перемещений, скоростей и ускорений движущихся частей механизма. Зная ускорения и массы деталей, можно подсчитать силы инерции, нагружающие детали, и провести расчет на прочность. У большинства существующих двигателей профиль кулачка состоит из частей окружности и прямых.

Для показанных на фиг. 214 различных схем работы кулачкового механизма приняты следующие обозначения:

R — радиус начальной окружности кулачка с центром в точке O ;

ρ и ρ_1 — радиусы кривизны частей профиля кулачка с центрами в точках A и B ;

r — радиус ролика толкателя;

S — расстояние от оси вращения кулачка до центра радиуса кривизны;

h — подъем (перемещение) толкателя.

Величины R , ρ , r , S и h выражают в метрах; 1, 2 и 3 — точки перехода от одной части профиля к другой. Направление вращения кулачкового вала обозначается стрелкой с буквой ω .

Для плоского толкателя (фиг. 214, а) подъем h , скорость v и ускорение j определяют по формулам:

для участка 1—2 и угла поворота φ , который отсчитывают от линии 01:

$$\left. \begin{aligned} h &= S(1 - \cos \varphi) \text{ м;} \\ v &= \omega S \sin \varphi \text{ м/сек;} \\ j &= \omega^2 S \cos \varphi \text{ м/сек}^2; \end{aligned} \right\} \quad (209)$$

для участка 2—3 и угла поворота φ_1 , который отсчитывают от линии 03:

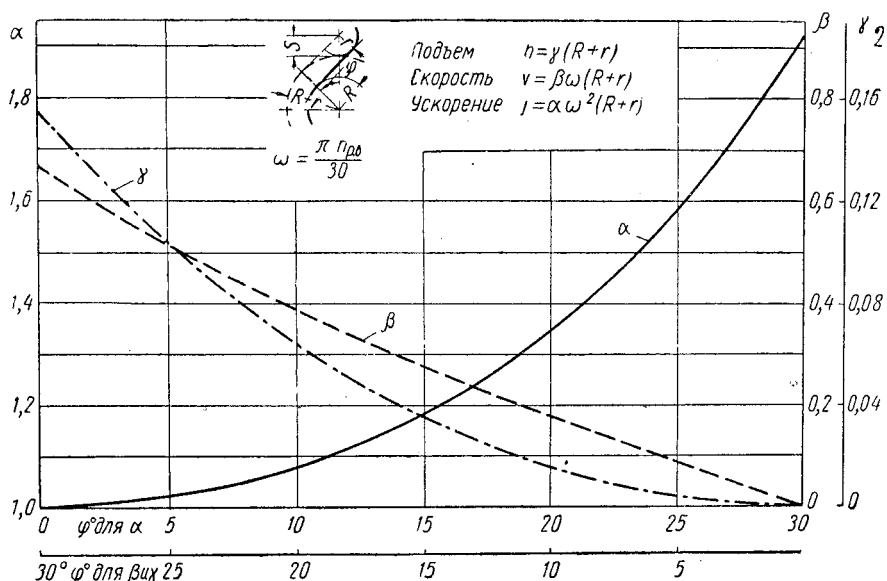
$$\left. \begin{aligned} h &= S_1 \cos \varphi_1 + \rho_1 - R_1 \text{ м;} \\ v &= \omega S_1 \sin \varphi_1 \text{ м/сек;} \\ j &= \omega^2 S_1 \cos \varphi_1 \text{ м/сек}^2. \end{aligned} \right\} \quad (210)$$

Величины углов $\varphi_{\max}$ и $\varphi_{1\max}$ определяют по чертежу, пользуясь тригонометрическими уравнениями. Так, например, для кулачка, показанного на фиг. 214, а, угол φ равен углу OAB , который может быть найден решением треугольника OBA . В этом треугольнике $OA = S$, $OB = S_1$ и $AB = \rho - \rho_1$.

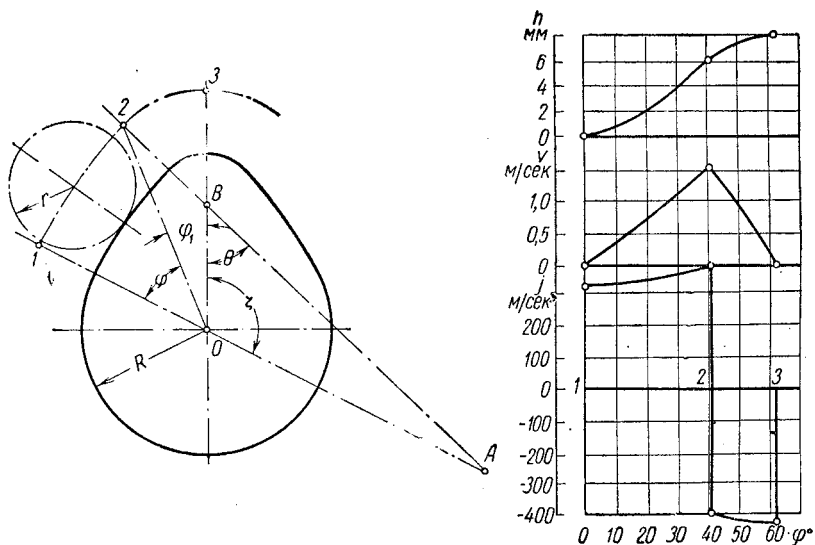
Определение величин h , v и j роликового толкателя представляет собой более сложную задачу. Так же как и в случае плоского толкателя, необходимо прежде всего по данным чертежа, пользуясь тригонометрическими формулами, подсчитать углы поворота кулачка, соответствующие данному участку профиля. Для облегчения расчетов по определению подъема, скорости и ускорения толкателя служат специальные кривые. В качестве примера на фиг. 215 приведены кривые для определения подъема, скорости и ускорения роликового толкателя при движении по прямолинейному участку профиля кулачка. Такие же кривые могут быть построены для профилей, показанных на фиг. 214.

На фиг. 216 показаны кривые подъема, скорости и ускорения роликового толкателя, построенные по результатам расчета по приведенной методике.

В некоторых клапанных механизмах (дизели Д6, Д12, В2-300, М601) кулачок непосредственно действует на плоскую верхнюю тарелку клапана. У ряда автомобильных двигателей толкатель действует непосредственно на клапан. В этих случаях силы инерции определяются как произведение массы движущихся деталей на ускорение. У двигателей с клапанным механизмом, показанном на фиг. 214,



Фиг. 215. Кривые для определения подъема, скорости и ускорения роликового толкателя при движении по прямолинейному участку профиля кулачка.



Фиг. 216. Кривые подъема, скорости и ускорения роликового толкателя.

перемещение клапана не равно перемещению толкателя, а определяется из уравнения

$$h_k = h_T \frac{l_k}{l_T} \text{ м.} \quad (211)$$

Скорость движения клапана равна

$$v_k = v_T \frac{l_k}{l_T} \text{ м/сек.} \quad (212)$$

Ускорение клапана равно

$$j_k = j_T \frac{l_k}{l_T} \text{ м/сек}^2. \quad (213)$$

Для определения сил инерции, действующих в клапанном механизме, массы движущихся частей заменяют массами, приведенными к клапану. Приведенные массы деталей, движущихся с толкателем, подсчитывают из условия равновесия коромысла, к плечам которого приложены силы инерции действительных и приведенных масс:

$$m_{np} j_k l_k = m_{действ} j_T l_T$$

или

$$m_{np} = m_{действ} \frac{j_T l_T}{j_k l_k} \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м.} \quad (214)$$

Ввиду того что

$$\frac{j_T}{j_k} = \frac{l_T}{l_k},$$

получим

$$m_{np} = m_{действ} \frac{l_T^2}{l_k^2} \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м} \quad (215)$$

Приведение массы коромысла производится по уравнению

$$m_{np.кор} j_k l_k = J_{действ.кор} \epsilon_{кор}, \quad (216)$$

где $m_{np.кор}$ — приведенная масса коромысла в $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$;

j_k — ускорение клапана в м/сек^2 ;

l_k — плечо коромысла со стороны клапана в м;

$J_{действ.кор}$ — момент инерции коромысла в $\text{кгм} \cdot \text{сек}^2$;

$\epsilon_{кор}$ — угловое ускорение коромысла в $1/\text{сек}^2$.

Сила инерции масс, приведенных к клапану, равна

$$P_j = - \sum m_{np} j \text{ кг.} \quad (217)$$

§ 107. РАСЧЕТ ПРУЖИНЫ КЛАПАНА

Назначение пружины — удерживать клапан в закрытом положении и обеспечивать во время движения кинематическую связь между клапаном и кулачком. Отрыв клапана от ударника коромысла

может произойти при движении клапана с отрицательным ускорением, когда сила инерции действует в направлении, противоположном силе пружины.

Движение толкателя и клапана может быть разделено на четыре основных периода. Во время первого периода толкатель и клапан движутся ускоренно, с положительным ускорением. Во втором периоде происходит замедленное движение, т. е. ускорения отрицательны. В течение третьего периода толкатель и клапан движутся в обратном направлении также с отрицательным ускорением. Во время четвертого периода движение в обратном направлении замедляется, т. е. ускорения снова становятся положительными. При симметричных кулачках величины ускорения в первом и четвертом, во втором и третьем периоде движения одинаковы. Поэтому при расчете пружины достаточно учитывать силы инерции, действующие во время второго периода. Сила пружины должна быть больше силы инерции.

$$P_{np \max} \geq k P_{j \max} \text{ кг}, \quad (218)$$

где k — коэффициент запаса, равный 1,5—2,0;
 $P_{np \max}$ и $P_{j \max}$ — наибольшие величины силы пружины и силы инерции в кг.

Момент, когда сила пружины достигает наибольшей величины $P_{np \max}$, соответствует максимальному прогибу пружины $f_{\max}$.
 Максимальный прогиб пружины равен

$$f_{\max} = f_0 + h_{\max} \text{ см}, \quad (219)$$

где f_0 — первоначальная затяжка пружины в см;
 $h_{\max}$ — максимальный подъем клапана в см.

В момент, когда ускорение меняет знак (точка 2 на фиг. 216), также должен обеспечиваться заданный коэффициент запаса и сохраняться равенство

$$P_{np 2} \geq k P_{j \max} \text{ кг}. \quad (220)$$

Прогиб пружины при этом равен

$$f_2 = f_0 + h_2 \text{ см}, \quad (221)$$

где h_2 — подъем клапана в точке 2 в см.

Определив величины $P_{np \max}$ и $P_{np 2}$, можно найти жесткость пружины C , т. е. изменение силы пружины при прогибе на 1 см:

$$C = \frac{P_{np \max} - P_{np 2}}{f_{\max} - f_2} = \frac{P_{np \max} - P_{np 2}}{h_{\max} - h_2} \text{ кг/см}. \quad (222)$$

Основными размерами пружины, определяющими ее характеристику, являются средний диаметр пружины D , диаметр проволоки d , число рабочих витков i_p и шаг витка t .

Средний диаметр пружины D_{cp} выбирают по конструктивным соображениям. Обычно $D_{cp} = (0,7 \div 0,9) d_z$ см, где d_z — диаметр горловины клапана в см.

По наибольшей силе пружины P_{max} определяют диаметр проволоки:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8P_{max}D}{\pi \tau_{don}}} \text{ см}, \quad (223)$$

где τ_{don} — допускаемое напряжение, составляющее для проволоочной стали 3500—6000 кг/см².

Число рабочих витков i_p определяют по максимальному прогибу f_{max} , т. е.

$$i_p = \frac{Gd^4 f_{max}}{8P_{max}D^3}, \quad (224)$$

где G — модуль упругости второго рода; для пружинной стали $G = (8 \div 8,8) 10^5$ кг/см².

Полное число витков выбирают на 2—3 больше рабочего.

Шаг витков выбирают из условия обеспечения зазора между витками при максимальном прогибе пружины. Величина зазора должна составлять приблизительно $(0,1 \div 0,2)$ д.

После выбора размеров пружины следует проверить возможность появления резонанса — совпадения частоты собственных колебаний пружины с вынужденными.

Частота собственных колебаний пружины

$$n_c = 945 \sqrt{\frac{C}{G_{np}}} \text{ кол/мин}, \quad (225)$$

где G_{np} — вес пружины в кг;

C — жесткость пружины в кг/мм.

Для надежной работы пружины нужно, чтобы частота собственных колебаний пружины n_c была в 8—10 раз больше числа оборотов кулачкового вала n_k .

Сила пружины P_0 при закрытом клапане должна быть больше усилия, возникающего вследствие разрежения в цилиндре, под действием которого может открыться выпускной клапан во время такта впуска. Поэтому должно соблюдаться условие

$$P_0 > \frac{\pi d_s^2}{4} (p_{mp} - p_a), \quad (226)$$

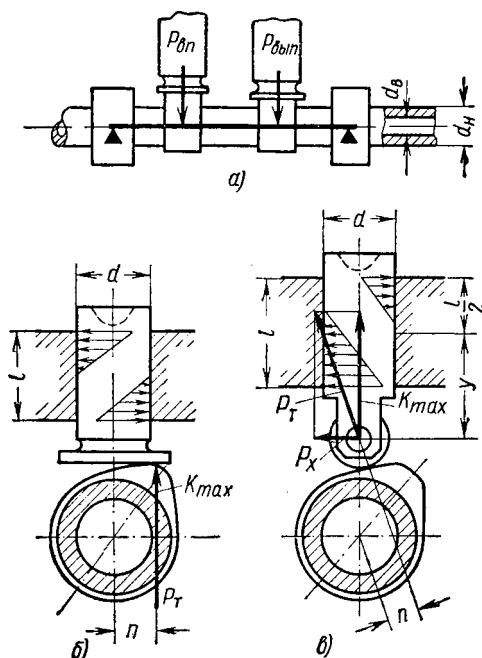
где d_s — внутренний диаметр клапана в см;

p_{mp} — давление в выпускном трубопроводе в кг/см²;

p_a — давление в цилиндре в кг/см².

§ 108. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЗМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Кулачковый вал рассчитывается на изгиб и кручение. Действующая сила P складывается из приведенных к толкателю сил инерции деталей клапанного механизма, усилия от давления газов на клапан и силы пружины. Расчет кулачкового вала на изгиб ведется по фор-



Фиг. 217. Схема для расчета:

а — кулачкового вала; б — плоского толкателя.
в — роликового толкателя.

мулам для изгиба балки, свободно лежащей на двух опорах (подшипниках) и нагруженной сосредоточенной силой P_T в месте действия толкателя (фиг. 217, а). Одновременно с изгибом кулачковый вал подвергается скручиванию моментом, передаваемым от всех кулачков.

Крутящий момент от одного кулачка, скручивающего вал, определяется по формуле

$$M_{кр \max} = (P_j + P_{np} + P_g) n \text{ кгсм}, \quad (227)$$

где P_j , P_{np} и P_g — сила инерции, сила пружины и сила от давления газов на клапан, приведенные к толкателю, в кг;

n — наибольшее плечо действия суммарной силы P_T (фиг. 217, б и в). Величина n определяется по чертежу.

Напряжения кручения определяют по формуле

$$\tau = \frac{16M_{кр \max}}{\pi d_n^3 \left(1 - \frac{d_g^4}{d_n^4}\right)} \text{ кг/см}^2, \quad (228)$$

где d_n и d_g — наружный и внутренний диаметры кулачкового вала в см.

Допустимая величина напряжения $\tau = 1000 \div 1200 \text{ кг/см}^2$.

Чтобы не происходило перекашивания кулачка во время работы, следует проверять прогиб кулачкового вала f от изгиба силой $P_{T \max}$ по формуле

$$f = 3,4 \frac{P_{T \max} l_1^2 (l - l_1)^2}{El (d_n^4 - d_g^4)} \text{ см}, \quad (229)$$

где l — расстояние между подшипниками кулачкового вала в см;
 l_1 — расстояние от подшипника кулачкового вала до оси толкателя в см;

E — модуль упругости в кг/см^2 ;

d_n и d_g — наружный и внутренний диаметры кулачкового вала в см.
 Прогиб вала f не должен превышать 0,05 мм.

На поверхности кулачка и толкателя возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, которые подсчитывают по приведенным ниже формулам.

Для плоского толкателя напряжение смятия равно

$$\sigma_{см} = \sqrt{0,175 \frac{P_T E}{b r}}, \quad (230)$$

где P_T — сила, действующая на толкатель, в кг;

E — модуль упругости стали в кг/см^2 ;

b — ширина кулачка в см;

r — радиус кривизны кулачка в см.

Проверку напряжений смятия надо производить для участка 1—2 (фиг. 216) и для участка 2—3, подставляя в формулу (230) соответствующие величины P_T и r .

Для роликового толкателя напряжения смятия определяют по формуле

$$\sigma_{см} = \sqrt{0,175 \frac{P_T E}{b} \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{\rho} \right)} \text{ кг/см}^2, \quad (231)$$

где r — радиус ролика толкателя в см.

Остальные обозначения соответствуют обозначениям в формуле (230).

Допускаемые напряжения смятия $\sigma_{см} = 4000 \div 10\,000 \text{ кг/см}^2$.
 При расчете толкателя должны быть проверены максимальные удельные давления $k_{\max}$ на его направляющей части.

Для плоского толкателя

$$k_{\max} = \frac{8M_{\max}}{dl^2} \text{ кг/см}^2, \quad (232)$$

где $M_{\max}$ — максимальный изгибающий момент, действующий на тарелку толкателя, в кгсм (фиг. 217);

d — наружный диаметр толкателя в см;

l — длина участка стержня толкателя, находящегося в направляющей при расчетном положении, в см.

Для роликового толкателя

$$k_{\max} = \frac{P_{x\max}}{dl} \left(1 + \frac{6y}{l} \right) \text{ кг/см}^2, \quad (233)$$

где $P_{x\max}$ — горизонтальная составляющая силы, действующей на толкатель (фиг. 217), в кг;

y — расстояние от оси ролика до середины направляющей толкателя в см.

Допустимые значения удельных давлений $k_{\max} = 50 \div 100 \text{ кг/см}$

ГЛАВА XXV

РАСЧЕТ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ

§ 109. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ НАСОСНОГО ЭЛЕМЕНТА ДИЗЕЛЯ

Выбор размеров насосного элемента, как правило, производится экспериментальным методом. На одноцилиндровой установке путем сравнительных испытаний подбирают насосный элемент в сочетании с размером и количеством распыливающих отверстий форсунки. Определение размеров насосного элемента с помощью теоретического расчета может служить лишь для предварительной эскизной компоновки.

Исходной величиной при расчете размеров насосного элемента является количество топлива, подаваемого в цилиндр за один цикл Δg_T , которое подсчитывается по формуле:

$$\Delta g_T = \frac{Ng_e}{60ni} \cdot \frac{k}{2} 10^3 \text{ мг/цикл}, \quad (234)$$

где N — номинальная мощность двигателя в л. с.;

g_e — удельный расход топлива в г/л. с.

n — число оборотов коленчатого вала в минуту;

i — число цилиндров;

k — коэффициент тактности ($k = 2$ для двухтактного двигателя и $k = 4$ для четырехтактного двигателя).

Для определения объема топлива, подаваемого за один цикл ΔV_T , надо величину Δg_T разделить на удельный вес γ_T в кг/л, т. е.

$$\Delta V_T = \frac{\Delta g_T}{\gamma_T} \text{ мм}^3/\text{цикл.} \quad (235)$$

Основные размеры насосного элемента (диаметр плунжера $d_{пл}$ и его ход $h_{пл}$) выбирают из условия обеспечения подачи необходимого количества топлива в заданный промежуток времени. Так как

продолжительность подачи топлива составляет не более $30\text{--}40^\circ$ угла поворота кривошипа, полезный ход плунжера, в течение которого топливо из насосного элемента подается в нагнетательный трубопровод, должен совершиться за этот промежуток времени.

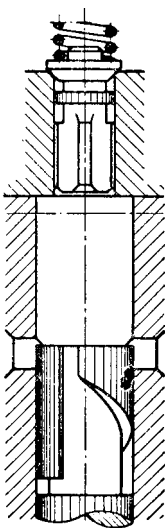
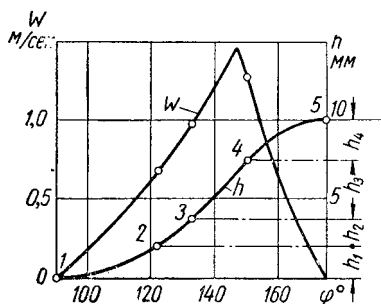
Поэтому полный ход плунжера $h_{пл}$ у наиболее распространенных насосов золотникового типа значительно больше полезной части хода плунжера, равной $\zeta h_{пл}$, где ζ — отношение полезной части хода плунжера к полному ходу.

Объем, описываемый

плунжером в течение полезной части хода, равен объему топлива, подаваемого в цилиндр за один цикл, т. е.

$$\Delta V_T = \frac{\pi d_{пл}^2}{4} h_{пл} \zeta \text{ мм}^3/\text{цикл.} \quad (236)$$

У топливных насосов золотникового типа величина ζ составляет всего $15\text{--}20\%$. На фиг. 218 показаны плунжер топливного насоса и нагнетательный клапан с разгрузочным пояском, а также нанесены кривые хода (перемещения) и скорости движения плунжера. Во время начальной части хода плунжера, от точки 1 до точки 2, топливо вытесняется через окна в гильзе в полость всасывания. Начиная от точки 2, когда окно гильзы почти полностью перекрыто, происходит подъем нагнетательного клапана и заполнение освобожденного им объема. В точке 3, когда разгрузочный поясок клапана выходит из цилиндрического отверстия седла, начинается подача топлива в нагнетательный трубопровод. В точке 4 винтовая кромка плунжера



Фиг. 218. Схема для расчета производительности топливного насоса:

h — подъем плунжера; w — скорость плунжера.

открывает окно в гильзе и подача топлива прекращается. Часть хода плунжера от точки 4 до точки 5 также является нерабочей. За этот период топливо снова вытесняется в полость всасывания.

Для повышения качества процесса сгорания стремятся к тому, чтобы прекращение подачи топлива происходило в момент движения плунжера с большой скоростью. В противном случае последние порции топлива поступают в цилиндр недостаточно распыленными и процесс сгорания ухудшается. При сопоставлении полезной части хода плунжера с полным его ходом (фиг. 218) видно, что значительная часть полного хода не может быть использована. Уменьшение действительной величины максимальной подачи топлива насосным элементом по сравнению с теоретически возможным объясняется также утечкой части топлива через зазор между плунжером и гильзой, особенно после длительной эксплуатации насоса.

В табл. 27 приведены объемы, описываемые плунжером за один ход нагнетания, максимальные подачи топлива за цикл и подачи топлива за цикл при номинальной мощности у некоторых существующих дизелей.

Таблица 27

Характеристики топливных насосов золотникового типа

Показатели	Диаметры плунжера $d_{пл}$ в мм							
	5,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	10,0	12,0
Ход плунжера $h_{пл}$ в мм	7,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
Объем, описываемый плунжером за один ход в мм ³	137	331	384	442	502	570	785	1130
Максимальная подача за цикл в мм ³	42	125	135	160	180	210	285	330
Подача при номиналь- ной мощности дизеля за цикл в мм ³	28	52	—	—	—	73	116	160

Максимальная подача за цикл составляет 30—40% объема, описанного плунжером. Действительная подача за цикл при работе с номинальной мощностью приблизительно в 2 раза меньше максимальной.

Отношение диаметра плунжера к его ходу желательно иметь таким:

$$\frac{d}{h} = 0,8 \div 1,2.$$

§ 110. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ РАСПЫЛИВАЮЩИХ ОТВЕРСТИЙ ФОРСУНКИ

Расчет размеров распыливающих отверстий производят исходя из условия обеспечения заданного давления впрыскивания и продолжительности подачи топлива. По заданному давлению впрыскивания можно найти скорость истечения топлива из отверстий распылителя форсунки из уравнения

$$\frac{1}{\varphi^2} \gamma_T \frac{\omega_c^2}{2g} = \Delta p \text{ кг/см}^2 \text{ или } \omega_c = \varphi \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma_T}} \text{ м/сек}, \quad (237)$$

где Δp — давление распыливания в кг/см^2 ;

γ_T — удельный вес топлива в кг/м^3 ;

g — ускорение силы тяжести в м/сек^2 ;

φ — коэффициент скорости, равный приблизительно 0,75—0,85.

Давление впрыскивания Δp у дизелей со струйным смесеобразованием составляет 400—600 кг/см^2 , а у предкамерных и вихрекамерных дизелей 100—250 кг/см^2 .

Объем топлива ΔV_T в мм^3 , протекающий через распыливающие отверстия за один цикл, определяется по формуле

$$\Delta V_T = \psi \Sigma f_c \omega_c \tau_{впр} \text{ мм}^3/\text{цикл},$$

где ω_c — скорость истечения в мм/сек ;

Σf_c — суммарная площадь сечения отверстий в мм^2 ;

$\tau_{впр}$ — продолжительность впрыскивания в сек.;

ψ — коэффициент сжатия струи.

Следовательно,

$$\Sigma f_c = \frac{\Delta V_T}{\psi \omega_c \tau_{впр}} \text{ мм}^2; \quad (238)$$

здесь ΔV_T определяется по уравнениям (234) и (235), ω_c — по уравнению (237), а $\tau_{впр}$ — по данным существующих двигателей. Коэффициент ψ равен 0,97—0,98.

Суммарная площадь проходного сечения распыливающих отверстий равна

$$\Sigma f_c = \frac{\pi}{4} \cdot d_{cz}^2 \text{ мм}^2, \quad (239)$$

где d_c — диаметр отверстия в мм ;

z — число отверстий.

Диаметр отверстия d_c следует выбирать не менее 0,25 мм , так как при очень мелких отверстиях (диаметром менее 0,25 мм), как показывает опыт эксплуатации, происходит их частое засорение. Число распыливающих отверстий у многодырчатых распылителей бывает

4—8. Малое количество отверстий применяют для двигателей небольшой мощности, у которых суммарные проходные сечения невелики.

Подставляя в уравнение (238) значение ΔV_T из уравнений (234) и (235), значение $\tau_{впр} = \frac{1}{60n} \cdot \frac{\alpha_{впр}}{360}$ (где $\alpha_{впр}$ — продолжительность впрыска в градусах угла поворота коленчатого вала), получим следующее выражение:

$$\sum f_c = \frac{N_u g_e \frac{k}{2} 60n \cdot 360}{60n \gamma_T \alpha_{впр} \psi_c \omega_c} 10^3 = C \frac{N_u}{\alpha_{впр} \omega_c} \cdot \frac{k}{2} \text{ мм}^2; \quad (240)$$

здесь $C = \frac{g_e}{\gamma_T} \cdot \frac{360}{\psi_c} 10^3$.

Величина C приблизительно одинакова для дизелей разных типов.

Из уравнения (240) следует, что размер сечения распыливающих отверстий зависит от цилиндровой мощности, тактности, продолжительности впрыскивания в градусах угла поворота кривошипа и давления впрыскивания и не зависит непосредственно от числа оборотов коленчатого вала дизеля.

При штифтовом распылителе вместо площади отдельных отверстий в уравнение (239) надо поставить площадь кольцевой щели между штифтом иглы и корпусом распылителя.

ГЛАВА XXVI

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ СМАЗКИ

§ 111. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ

При расчете подшипников скольжения основная задача заключается в том, чтобы подобрать такие условия, при которых обеспечивается жидкостное трение.

Основоположителем теории жидкостного трения был выдающийся русский ученый Н. П. Петров. Дальнейшую разработку гидродинамической теории смазки выполнили Н. Е. Жуковский, С. А. Чаплыгин и другие ученые.

На фиг. 74 показана схема образования масляного клина при вращении шейки вала в подшипнике. Распределение давления, оказываемого масляным клином на шейку вала и на подшипник, показано на фиг. 219.

Здесь же показано взаимное положение шейки вала и подшипника во время работы.

Для расчетов введем следующие обозначения:

D и R — диаметр и радиус отверстия подшипника в см;

d и r — диаметр и радиус шейки вала в см;

Δ — абсолютный диаметральный зазор в см;

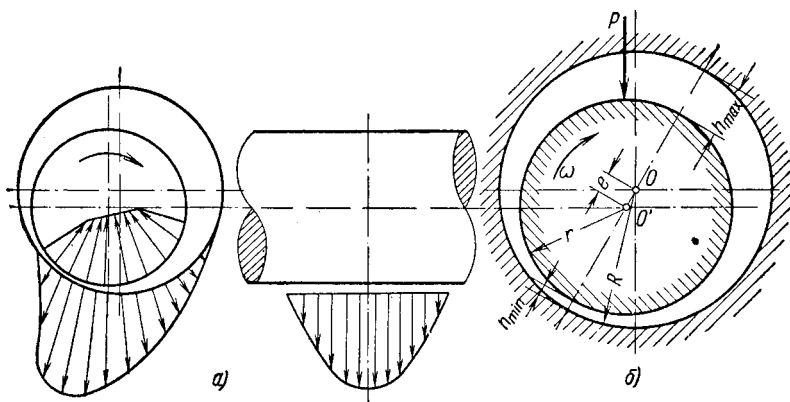
$\delta = \frac{\Delta}{2} = \frac{D-d}{2} = R-r$ — абсолютный радиальный зазор в см;

$\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{\delta}{r}$ — относительный зазор, т. е. отношение диаметрального зазора к диаметру или радиального зазора к радиусу;

e — абсолютный эксцентриситет, т. е. расстояние между центрами шейки вала и подшипника в см;

χ — относительный эксцентриситет, выраженный в долях радиального зазора;

$h_{\min} = (R - r) - e = \delta (1 - \chi)$ — минимальный зазор в месте наибольшего сближения поверхностей в см.



Фиг. 219. Распределение давлений в масляном клине:

a — распределение давлений; b — взаимное расположение шейки вала и подшипника во время работы.

Величина минимального зазора $h_{\min}$ может быть найдена на основании гидродинамической теории смазки из уравнения

$$h_{\min} = 55 \cdot 10^{-11} \frac{\eta n d}{k \psi} \text{ см}, \quad (241)$$

где d — диаметр опорной поверхности шейки вала в см;
 n — число оборотов шейки вала в минуту;
 ψ — относительный зазор;
 η — динамическая вязкость масла в *спз* (сантипуазах);
 C — поправочный коэффициент, зависящий от величины отношения длины подшипника к диаметру;
 k — удельное давление на опорную поверхность подшипника в кг/см^2 .

Приближенно коэффициент C можно определить по следующему уравнению:

$$C = \frac{1}{1 + \frac{d}{l}}. \quad (242)$$

Удельное давление на опорную поверхность подшипника определяют так:

$$k = \frac{P}{ld} \text{ кг/см}^2,$$

где P — сила, действующая на шейку вала и прижимающая ее к подшипнику, в кг;

l — длина опорной поверхности подшипника в см.

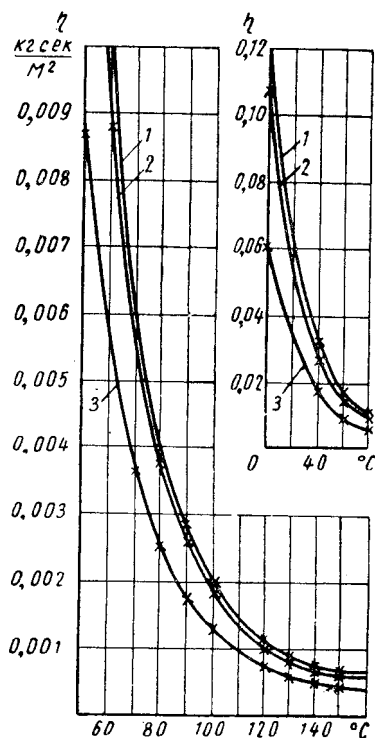
Вязкость масла очень сильно зависит от его температуры. Зависимость вязкости масел МК-22, МС-20 и МС-14 от температуры показана на фиг. 220.

По уравнению (241) можно определить, что величина минимального зазора тем больше, чем больше вязкость масла, число оборотов вала и диаметр шейки.

С другой стороны, при увеличении нагрузки на подшипник и относительного зазора, толщина масляного слоя становится меньше и может оказаться недостаточной для обеспечения жидкостного трения.

Значение $h_{\min}$ должно быть таким, чтобы минимальная толщина масляного слоя была больше суммарной высоты неровностей, оставшихся после механической обработки:

$$h_{\min} = K_h (H_1 + H_2), \quad (243)$$



Фиг. 220 Зависимость динамической вязкости масел от температуры при атмосферном давлении:

1 — для масла МК-22; 2 — для масла МС-20; 3 — для масла МС-14.

где H_1 и H_2 — высоты неровностей подшипника и шейки вала, значения которых приведены ниже;

K_h — коэффициент запаса, учитывающий искажение геометрических форм сопрягаемых деталей.

Значения максимальной величины неровностей при разных видах механической обработки поверхностей

	мк
Чистовое полирование	0,1 — 0,4
Предварительное хонингование	0,1 — 0,4
Суперфиниш	0,05 — 0,25
Чистовое шлифование	0,2 — 0,8
Растачивание алмазом	0,3 — 1,6

Пример. Рассчитать по условиям жидкостного трения коэффициент запаса K_h , если задано: $d = 85$ мм, $l = 70$ мм, $n = 1500$ об/мин, $P = 3500$ кг, $\Delta = 0,1$ мм, $\eta = 0,0020$ кг·сек/м², обработка подшипника — алмазное растачивание, обработка шейки вала — чистовое шлифование.

Удельное давление на подшипник

$$k = \frac{P}{dl} = \frac{3500}{8,5 \cdot 7} = 58,8 \text{ кг/см}^2.$$

Относительный зазор

$$\phi = \frac{\Delta}{d} = \frac{0,1}{85} = 0,00117.$$

Динамическая вязкость масла в сантипуазах (1 кг·сек/м² = 9810 спз)

$$\eta = 0,0020 \cdot 9810 = 19,6 \text{ спз}.$$

Отношение $\frac{l}{d} = \frac{70}{85} = 0,825$.

Поправочный коэффициент в формуле (242) равен

$$C = \frac{1}{1 + \frac{d}{l}} = \frac{1}{1 + 1,215} = 0,452.$$

Находим минимальную толщину масляного слоя:

$$h_{\min} = 55 \cdot 10^{-11} \frac{\eta n d}{k \phi} C = 55 \cdot 10^{-11} \frac{19,6 \cdot 1500 \cdot 8,5}{58,8 \cdot 0,00117} \cdot 0,452 = 0,00091 \text{ см} = 9,1 \text{ мк}.$$

Высота неровностей подшипника $H_1 \approx 1,2$ мк; высота неровностей шейки вала $H_2 \approx 0,6$ мк. Поэтому коэффициент запаса

$$K_h = \frac{h_{\min}}{H_1 + H_2} = \frac{9,1}{1,8} = 5,1.$$

Если ограничить $h_{\min}$ величиной 5 мк, то максимальная нагрузка, которую может выдержать подшипник, составит $P = \frac{3500}{5} \cdot 9,1 = 6350$ кг; при этом коэффициент запаса будет

$$K_h = \frac{5}{1,2 + 0,6} \approx 2,8.$$

§ 112. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА МАСЛА, ЦИРКУЛИРУЮЩЕГО В СИСТЕМЕ

Интенсивность циркуляции масла в системе зависит от количества отводимого им тепла. Как указывалось при рассмотрении теплового баланса, количество тепла, отводимого в масло, составляет 1—3% всего количества тепла, выделяющегося при сгорании топлива. Так как удельный расход топлива у дизелей равен 0,17—0,21 кг/л. с. ч. то расход тепловой энергии при теплотворности топлива 10 000 ккал/кг будет 1700—2100 ккал/л. с. ч. Следовательно, отвод тепла в масло у дизелей составляет 20—60 ккал/л. с. ч.

Объем масла V_m , который должен циркулировать в течение 1 часа через двигатель, чтобы обеспечить отвод заданного количества тепла, определяется по формуле

$$V_m = \frac{Q_m}{\gamma_m c_m \Delta t_m} \text{ л/л. с. ч.}, \quad (244)$$

где Q_m — количество тепла, отводимого в масло, в ккал/л. с. ч.;

γ_m — удельный вес масла ($\gamma_m = 0,92$ кг/л);

c_m — теплоемкость масла ($c_m = 0,45$ ккал/кг·град);

Δt_m — разность температур масла, выходящего из двигателя и входящего в него, в °С.

Если подставить в уравнение (244) значения величин Q_m , γ_m , c_m и Δt_m , то окажется, что количество циркулирующего масла составляет $V_m \approx 2 \div 8$ л/л. с. ч.

Удельный расход масла (угар) у большинства двигателей изменяется в пределах 2—10 г/л. с. ч. Запас масла в системе смазки рассчитывают на срок 20—100 час. На 1 л. с. приходится запас масла, равный приблизительно 100—500 г. Сопоставление запаса масла в системе и интенсивности циркуляции показывает, что количество масла, циркулирующего за 1 час через систему, в несколько раз больше полного запаса. Следовательно все масло проходит через масляную систему двигателя в течение нескольких минут.

При нарушении нормальной циркуляции масла очень быстро происходит повышение температуры трущихся поверхностей, вязкость масла в масляном слое понижается и образуются задиры или заедания.

§ 113. РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МАСЛЯНОГО НАСОСА

Циркуляция масла в системе осуществляется при помощи масляного насоса. В качестве масляных насосов в настоящее время применяются главным образом насосы шестеренчатого типа. Конструкция и принцип действия масляного насоса шестеренчатого типа были описаны ранее.

При расчете производительности шестеренчатого насоса исходят из предположения, что объем впадины равен объему зуба. Общий объем впадин шестерни $V_{вн}$ определяют по формуле

$$V_{вн} = \frac{1}{2} \pi D_0 b h \text{ см}^3,$$

где D_0 — диаметр начальной окружности шестерни в см;

b — длина зуба в см;

h — высота зуба в см.

Подача масла производится двумя шестернями одновременно. За 1 час каждая шестерня переносит из полости всасывания в полость нагнетания объем масла, равный $V_{вн} n_n 60 \text{ см}^3/\text{час}$.

Производительность насоса V_n определяется по формуле

$$V_n = \eta_n \pi D_0 b h n_n \frac{60}{10^3} \text{ л/час}, \quad (245)$$

где η_n — объемный коэффициент подачи насоса, зависящий главным образом от утечек масла через торцовые и радиальные зазоры между шестернями и корпусом. Количество масла, протекающего через зазоры, зависит от их величины, температуры и давления масла и числа оборотов насоса. Для расчета производительности коэффициент подачи насоса η_n принимают равным 0,7—0,8.

Производительность насоса должна быть в 2—3 раза больше количества масла, циркулирующего в системе. Это объясняется тем, что во время работы двигателя масло, разбрызгиваемое движущимися частями, перемешивается с воздухом и образует эмульсию, состоящую из масла и мелких трудноотделимых пузырьков воздуха. Удельный вес этой эмульсии значительно меньше удельного веса масла, и поэтому весовое количество масла, подаваемое насосом во время работы двигателя, меньше производительности насоса при проверке его на специальной установке. Кроме того, радиальные и торцовые зазоры в насосе после длительного срока службы двигателя увеличиваются, в результате чего производительность насоса уменьшается. Износ шеек вала и вкладышей подшипников приводит к увеличению количества масла, протекающего через подшипники. Поэтому у некоторых двигателей, предназначенных для тяжелых условий работы (тракторные двигатели), запас производительности масляного насоса достигает 5—6.

В системах смазки с сухим картером производительность откачивающих секций в 2—2,5 раза больше производительности нагнетающей секции.

§ 114. РАСЧЕТ МАСЛЯНОГО ХОЛОДИЛЬНИКА

В масляном холодильнике от масла в охлаждающую среду переходит количество тепла, равное количеству тепла, сообщенному маслу в двигателе, т. е. $Q_m \text{ ккал/час}$. Количество тепла Q_m равно

также количеству тепла, отводимому охлаждающей средой — водой или воздухом. Температуры масла, входящего в холодильник и выходящего из него, можно принимать равными температурам масла, выходящего из двигателя и входящего в него, т. е. $t_{вых}$ и $t_{вх}$.

Для водо-масляного холодильника, в котором масло охлаждается водой, количество отводимого тепла равно

$$Q_M = V_{о. ж} c_{о. ж} \gamma_{о. ж} (t_{о. ж. вых} - t_{о. ж. вх}) \text{ ккал/час}, \quad (246)$$

где $V_{о. ж}$ — расход охлаждающей жидкости в л/час;

$c_{о. ж}$ — теплоемкость охлаждающей жидкости в ккал/кг·град;

$\gamma_{о. ж}$ — удельный вес охлаждающей жидкости в кг/л;

$t_{о. ж. вых}$ и $t_{о. ж. вх}$ — температуры выходящей (нагретой) и входящей (холодной) охлаждающей жидкости в °С.

Для воды $c_{о. ж}$ и $\gamma_{о. ж}$ равны единице. Разность температур $t_{о. ж. вых} - t_{о. ж. вх}$ можно принимать равной 10—15° С.

Следовательно,

$$V_{о. ж} = \frac{Q_M}{t_{о. ж. вых} - t_{о. ж. вх}} \text{ л/час}. \quad (247)$$

Для масляного радиатора, в котором масло охлаждается потоком проходящего через радиатор воздуха, количество отводимого тепла будет

$$Q_M = V_{в} c_{в} \gamma_{в} (t_{в. вых} - t_{в. вх}) \cdot 3600 \text{ ккал/час}, \quad (248)$$

где $V_{в}$ — количество воздуха, проходящего через радиатор, в м³/сек;

$c_{в}$ — теплоемкость воздуха в ккал/кг·град при давлении 760 мм рт. ст. и $t_{в. ср}$ 50—60° С ($c_{в} \approx 0,24$ ккал/кг·град);

$\gamma_{в}$ — удельный вес воздуха в кг/м³ при давлении 760 мм рт. ст. и температуре $t_{в. ср} = \frac{t_{в. вых} + t_{в. вх}}{2}$;

$t_{в. вх}$ — температура входящего воздуха в °С, которую принимают равной 40° С для наиболее напряженных условий работы;

$t_{в. вых}$ — температура выходящего воздуха в °С, которую можно принять равной $t_{в. вх} + (20 \div 25)^\circ \text{С}$.

Расход воздуха через радиатор $V_{в}$ равен

$$V_{в} = \frac{Q_M}{c_{в} \gamma_{в} (t_{в. вых} - t_{в. вх}) \cdot 3600} \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (249)$$

Определение размеров охлаждающей поверхности радиатора производят на основе положений теории теплопередачи.

Процесс передачи тепла может осуществляться лучеиспусканием и соприкосновением. Лучеиспусканием называют перенос лучистой энергии от нагретого тела в окружающее пространство со скоростью распространения света. Теплообмен соприкосновением может совершаться при помощи теплопроводности и при помощи конвекции. Под теплопроводностью понимается передача тепла между частицами, находящимися в непосредственной близости одна от другой, от более

нагретых, имеющих большую кинетическую энергию, к менее нагретым. Конвекцией называется перенос тепла в жидкостях или газах с помощью перемещения самих нагретых частиц. В масляных холодильниках (радиаторах) передача тепла происходит соприкосновением, а передачи тепла лучеиспусканием практически не бывает.

Количество тепла Q , проходящего за 1 час через стенку, пропорционально площади сечения, перпендикулярного к потоку тепла, разности температур с одной и с другой стороны стенки и обратно пропорционально толщине стенки:

$$Q = \lambda \frac{1}{\delta} F (t_2 - t_1) \text{ ккал/час,} \quad (250)$$

где δ — толщина стенки в м;

F — площадь сечения, перпендикулярного к потоку тепла, в м^2 ;

t_2 и t_1 — температуры с одной и с другой стороны стенки в $^{\circ}\text{C}$;

λ — коэффициент теплопроводности в $\text{ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{час}$.

Значения коэффициента λ в $\text{ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{час}$ для разных металлов

Сталь	43—45	Латунь (30% цинка)	90
Алюминий	170	Медь	330

Количество тепла Q , которое передается при помощи конвекции за 1 час от стенки в омывающие ее жидкость или газ, пропорционально поверхности стенки, разности температур стенки и жидкости и коэффициенту теплоотдачи, т. е.

$$Q = \alpha F (t_c - t_{ж}) \text{ ккал/час,} \quad (251)$$

где F — поверхность стенки в м^2 ;

t_c — температура стенки в $^{\circ}\text{C}$;

$t_{ж}$ — температура жидкости в $^{\circ}\text{C}$;

α — коэффициент теплоотдачи в $\text{ккал/м}^2 \text{ град} \cdot \text{час}$.

Коэффициент теплоотдачи зависит от скорости движения жидкости (газа) вдоль стенки, качества поверхности стенки, разности температур стенки и жидкости. Чем больше скорость движения жидкости, разность температур и шероховатость поверхности, тем больше коэффициент теплоотдачи.

Если стенка омывается с обеих сторон жидкостями, — с одной стороны горячей, а с другой — холодной, — то процесс теплопередачи состоит из трех этапов. Первый этап — передача тепла конвекцией от горячей жидкости омываемой стенке. Второй этап — передача тепла теплопроводностью через стенку. Третий этап — передача тепла конвекцией от стенки холодной жидкости. Этот процесс схематически показан на фиг. 221. В граничном слое жидкости, непосредственно соприкасающемся со стенкой, температура жидко-

сти приближается к температуре стенки, а затем разность температур резко возрастает. Это объясняется тем, что вследствие трения слои жидкости, близкие к стенке, движутся с очень малой скоростью и интенсивность теплообмена в этих слоях жидкости мала.

При установившемся тепловом потоке количество тепла, отнятое у горячей жидкости, равно количеству тепла, сообщенного холодной жидкости. Поэтому можно написать три уравнения, выражающих одну и ту же величину:

$$Q = \alpha_1 F_1 (t_z - t_{c1}) \text{ ккал/час;} \quad (252)$$

$$Q = \lambda \frac{1}{\delta} F_2 (t_{c1} - t_{c2}) \text{ ккал/час;} \quad (253)$$

$$Q = \alpha_2 F_2 (t_{c2} - t_x) \text{ ккал/час,} \quad (254)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от горячей жидкости стенке в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$;

α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки холодной жидкости в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$;

λ — коэффициент теплопроводности стенки в $\text{ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}$;

δ — толщина стенки в м;

F_1 — внутренняя поверхность, соприкасающаяся с горячей жидкостью, в м²;

F_2 — наружная поверхность, соприкасающаяся с холодной жидкостью, в м².

Решая совместно уравнения (252) — (254), находим

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} F_2 (t_z - t_x) \text{ ккал/час.} \quad (255)$$

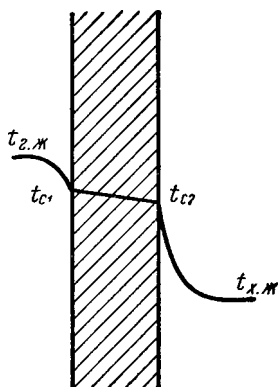
Величина $\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$ называется коэффициентом теплопередачи, отнесенным к площади внешней поверхности F_2 . Отношение внешней поверхности к внутренней $\frac{F_2}{F_1} = \psi$ называется коэффициентом оребрения.

Для водо-масляных холодильников $\psi \approx 1$. Для масляных радиаторов, охлаждаемых потоком воздуха, $\psi = 2,5 \div 3,5$.

Коэффициент теплоотдачи от горячего масла к стенке $\alpha_1 = 150 \div 350 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

Коэффициент теплоотдачи от стенки в воду $\alpha_2 = 5000 \div 8000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

Коэффициент теплоотдачи у радиаторов от стенки в воздух $\alpha_2 = 60 \div 120 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.



Фиг. 221. Схема процесса теплопередачи.

Величиной $\frac{\delta}{\lambda}$ можно пренебречь, так как она очень мала. Величина $\frac{1}{\alpha_2}$ для водо-масляного холодильника также очень невелика по сравнению с величиной $\frac{1}{\alpha_1}$.

Коэффициент теплопередачи у водо-масляных холодильников можно принимать $k = (0,93 \div 0,97)\alpha_1$.

Для масляных радиаторов, охлаждаемых воздухом, коэффициент теплопередачи $k = 25 \div 60 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$. При расчетах необходимо выбранную величину k сопоставить с опытными данными по существующим радиаторам аналогичного типа.

Омываемая водой или воздухом поверхность охлаждения масляного холодильника (радиатора) определяется по формуле

$$F_2 = \frac{Q_m}{k(t_{м. ср} - t_{в. ср})} \text{ м}^2, \quad (256)$$

где $t_{м. ср} = \frac{t_{м. вх} + t_{м. вых}}{2}$ °С — средняя температура масла;

$t_{в. ср} = \frac{t_{в. вх} + t_{в. вых}}{2}$ °С — средняя температура охлаждающей воды или воздуха.

Внутренняя поверхность холодильника (радиатора) равна

$$F_1 = \frac{F_2}{\phi} \text{ м}^2. \quad (257)$$

ГЛАВА XXVII

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

§ 115. РАСЧЕТ ОТВОДИМОГО ТЕПЛА

Количество тепла, отводимого от нагретых деталей двигателя в охлаждающую среду, зависит от ряда факторов. Доля тепла, отводимого в охлаждающую среду, q_s при одной и той же мощности двигателя уменьшается при уменьшении размеров охлаждающей поверхности, т. е. размеров цилиндра. Следовательно, у двигателей с большим числом оборотов доля тепла, отводимого в охлаждающую среду, меньше, чем у двигателей с малым числом оборотов, так как охлаждаемая поверхность у быстроходных двигателей меньше. По этой же причине величина q_s у двигателей с высоким средним эффективным давлением и с наддувом меньше, чем у двигателей той же мощности, но нефорсированных, с низким средним эффективным давлением и без наддува. Уменьшению количества тепла, отводимого в охлаждающую среду, способствует повышение температуры охлаждающей жидкости.

Увеличение доли отводимого тепла происходит при увеличении отношения хода поршня к диаметру цилиндра S/D , так как у длинноходных двигателей поверхность охлаждения больше, чем у короткоходных. Увеличение q_g происходит также при повышении температуры всасываемого воздуха.

Доля тепла, отводимого в охлаждающую среду, от всего тепла, выделяющегося при сгорании топлива, составляет 18—25% для дизелей и 25—30% для карбюраторных двигателей.

Принимая расход топлива равным для дизелей 180—200 г/л. с. ч. и для карбюраторных двигателей 240—270 г/л. с. ч. и теплотворность топлива 10 000 ккал/кг, можно определить приходящееся на 1 л. с. ч. количество тепла Q_g , отводимого в охлаждающую воду у двигателей жидкостного охлаждения. Это количество тепла $Q_g = 350 \div 500$ ккал/л. с. ч. для дизелей и $Q_g = 650 \div 750$ ккал/л. с. ч. для карбюраторных двигателей автомобильного типа.

§ 116. РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВОДЯНОГО НАСОСА

Расход охлаждающей жидкости, циркулирующей в системе охлаждения, зависит от количества отводимого тепла и составляет

$$V_g = \frac{Q_g N}{c_g \gamma_g (t_{g. \text{вых}} - t_{g. \text{вх}}) 60} \text{ л/мин}, \quad (258)$$

где c_g — теплоемкость охлаждающей жидкости в ккал/л;

γ — удельный вес охлаждающей жидкости в кг/л;

$(t_{g. \text{вых}} - t_{g. \text{вх}})$ — разность температур выходящей из двигателя и входящей охлаждающей жидкости в °С.

Величина $(t_{g. \text{вых}} - t_{g. \text{вх}})$ обычно изменяется в пределах 5—15° С и иногда достигает 20—25° С.

Для дизелей $\frac{V_g}{N} \approx 0,4 \div 1,6$ л/л. с. мин, для карбюраторных двигателей $\frac{V_g}{N} \approx 1,0 \div 2,5$ л/л. с. мин.

Сопротивление движению жидкости в системе охлаждения (потеря напора) зависит от сопротивления отдельных элементов: рубашек, крышек цилиндров, трубопроводов, холодильников и пр. Приблизленно суммарное сопротивление системы охлаждения можно принять $H_g = 4 \div 12$ м вод. ст.

Определив расход охлаждающей жидкости V_g и требуемый напор H_g , можно рассчитать основные размеры водяного насоса. На большинстве существующих двигателей установлены водяные насосы центробежного типа.

Расчетная производительность насоса равна

$$V_{g. \text{рас}} = \frac{V_g}{\eta_n} \text{ л/мин}, \quad (259)$$

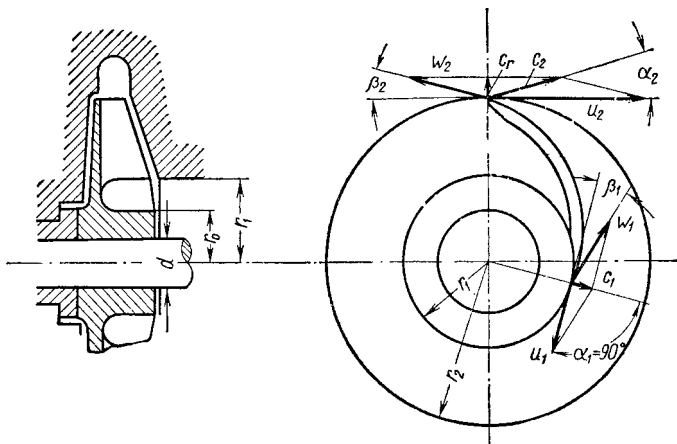
где η_n — коэффициент подачи, равный 0,8 — 0,9.

Радиус входного отверстия крыльчатки r_1 определяется по формуле

$$r_1 = \sqrt{\frac{V_{\text{в. рас}}}{18,85 \cdot 10^4 c_1} + r_0^2} \text{ м}, \quad (260)$$

где $V_{\text{в. рас}}$ — расчетная производительность насоса в л/мин;
 c_1 — скорость воды на входе в насос, равная 1—2 м/сек;
 r_0 — радиус ступицы крыльчатки в м (фиг. 222).

Число лопастей крыльчатки z принимается равным 4—8.



Фиг. 222. Схема для расчета центробежного водяного насоса

Лопатки крыльчатки насоса выполняют криволинейной формы. На фиг. 222 показаны треугольники скоростей на входе и на выходе из крыльчатки. В этих треугольниках u_1 и u_2 — окружные скорости, w_1 и w_2 — относительные скорости, c_1 и c_2 — абсолютные скорости на входе и выходе из крыльчатки в м/сек. Углы между абсолютными и окружными скоростями принимают равными $\alpha_1 = 90^\circ$ и $\alpha_2 = 8 \div 12^\circ$. Угол β_1 принимают равным $\beta_2 = 12 \div 15^\circ$. Угол β_1 определяют из уравнения

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{w_1}{u_1}. \quad (261)$$

Окружная скорость на выходе u_2 может быть подсчитана по уравнению, выражающему равенство затраченной кинетической энергии и полученного напора H_s :

$$\frac{\eta_h}{g} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) = H_s \text{ м}, \quad (262)$$

где η_h — гидравлический к. п. д., равный 0,6—0,7;

c_{1u} — проекция абсолютной скорости на входе c_1 на направление окружной скорости u_1 в м/сек ($c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$, при $\alpha_1 = 90^\circ$, $c_{1u} = 0$);

c_{2u} — проекция абсолютной скорости на выходе c_2 на направление окружной скорости u_2 в м/сек ($c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$).

Величина c_{2u} может быть найдена из треугольника скоростей на выходе из крыльчатки.

Из треугольника скоростей имеем

$$u_2 = c_2 \cos \alpha_2 + w_2 \cos \beta_2 \text{ м/сек,} \quad (263)$$

$$c_2 \sin \alpha_2 = w_2 \sin \beta_2$$

или

$$w_2 = c_2 \frac{\sin \alpha_2}{\sin \beta_2} \text{ м/сек.} \quad (264)$$

Следовательно

$$u_2 = c_2 \cos \alpha_2 + c_2 \frac{\sin \alpha_2}{\sin \beta_2} \cos \beta_2 = c_2 \cos \alpha_2 (1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2) \text{ м/сек} \quad (265)$$

или

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = \frac{u_2}{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \text{ м/сек.} \quad (266)$$

Подставляя значения c_{1u} и c_{2u} в уравнение (262), находим

$$\frac{\eta_h}{g} \cdot \frac{u_2^2}{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} = H_1 \text{ м,} \quad (267)$$

откуда

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \sqrt{\frac{H_1 g}{\eta_h}} \text{ м/сек.} \quad (268)$$

Радиальная скорость жидкости на выходе

$$c_r = c_2 \cos \alpha_2 \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{u_2 \operatorname{tg} \alpha_2}{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} = \frac{u_2}{\operatorname{ctg} \alpha_2 + \operatorname{ctg} \beta_2} \text{ м/сек.} \quad (269)$$

Ширина лопаток на входе и на выходе равна

$$b_1 = \frac{V_{\text{в. расч}}}{60 \left(2\pi r_1 - \frac{z\delta}{\sin \beta_1} \right) c_1 \cdot 10^3} \text{ м,} \quad (270)$$

$$b_2 = \frac{V_{\text{в. расч}}}{60 \left(2\pi r_2 - \frac{z\delta}{\sin \beta_2} \right) c_r \cdot 10^3} \text{ м,} \quad (271)$$

где δ — толщина лопатки в м;

z — число лопаток.

Радиус внешней окружности крыльчатки $r_2 \approx (1,6 \div 2) r_1$ м.

Определив величины r_1 , r_2 и направление относительных скоростей движения w_1 и w_2 на входе и на выходе, можно построить профиль лопатки. Профиль лопатки должен быть таким, чтобы в местах входа и выхода жидкости направление касательных к профилю совпадало с направлением относительных скоростей w_1 и w_2 .

Число оборотов насоса n определяется по формуле

$$n = \frac{30u_2}{\pi r_2} \text{ об/мин.} \quad (272)$$

Мощность, потребляемая насосом, равна

$$N_n = \frac{V_{\text{в. расч}} H}{\gamma_{\text{в}} 60 \cdot 10^3 \eta_h \cdot 75} \text{ л. с.,} \quad (273)$$

где $\gamma_{\text{в}}$ — удельный вес охлаждающей жидкости в кг/л.

§ 117. РАСЧЕТ РАДИАТОРА

Определение необходимой поверхности охлаждения водяного радиатора производится по формуле

$$Q_{\text{в}} = k F_2 (t_{\text{в. ср}} - t_{\text{возд. ср}}) \text{ ккал/час,} \quad (274)$$

где $Q_{\text{в}}$ — количество тепла, отводимого в охлаждающую жидкость, в ккал/час;

F_2 — наружная поверхность охлаждения радиатора в м^2 ;

$t_{\text{в. ср}}$ — средняя температура охлаждающей жидкости в $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{возд. ср}}$ — средняя температура воздуха, проходящего через радиатор, в $^{\circ}\text{C}$;

k — коэффициент теплопередачи в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

Коэффициент теплопередачи равен

$$k = \frac{1}{\frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град},$$

где $\frac{F_2}{F_1} = \psi$ — коэффициент оребрения, равный для трубчатопластинчатых радиаторов 3 — 6;

α_1 — коэффициент теплоотдачи между охлаждающей жидкостью и стенкой радиатора в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$. (величина α_1 зависит от скорости движения жидкости в радиаторе; при скорости жидкости меньше 0,4 м/сек уменьшение α_1 заметно влияет на величину коэффициента теплопередачи k ; коэффициент теплоотдачи α_1 можно принимать равным 5000—8000 ккал/м² · час · град);

α_2 — коэффициент теплоотдачи между стенкой радиатора и воздухом в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$ (величина α_2 также зависит от скорости воздуха $w_{\text{возд}}$ перед фронтом радиатора; скорость $w_{\text{возд}}$ можно принимать равной 5—10 м/сек; у автомобильных двигателей скорость воздуха перед фронтом радиатора $w_{\text{возд}}$ без учета скорости движения автомобиля равна 6—8 м/сек, а с учетом скорости движения автомобиля на 3—4 м/сек больше; величина α_2 в зависимости от скорости воздуха, перепада температур воздуха и воды, конструкции радиатора и других причин изменяется от 60 до 100 $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$);

δ — толщина стенки трубок радиатора в м;

λ — коэффициент теплопроводности в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

Влиянием величины $\frac{\delta}{\lambda}$ на коэффициент теплопередачи можно пренебречь.

Температуры воды на входе в радиатор и на выходе из него можно принимать равными температурам входящей и выходящей воды в системе охлаждения двигателя. Разность температур входящей и выходящей воды в двигателе, как указывалось ранее, составляет 5—15° С.

Температура воздуха перед радиатором $t_{\text{возд. вх}}$ принимается равной 40° С. Перепад температур воздуха в радиаторе $\Delta t_{\text{возд}}$ принимается равным 20—30° С.

Поверхность охлаждения радиатора, омываемая воздухом, равна

$$F_2 = \frac{Q_0}{\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \left(\frac{t_{\text{в. вх}} + t_{\text{в. вх}}}{2} - \frac{t_{\text{возд. вх}} + t_{\text{возд. вх}}}{2} \right) \eta} \text{ м}^2, \quad (275)$$

где η — коэффициент омывания радиатора, равный 0,8—0,9.

Для предварительных расчетов можно пользоваться следующими данными:

$$\frac{F_2}{N} = (0,15 \div 0,3) \text{ м}^2/\text{л. с.} \text{ для автомобильных двигателей;}$$

$$\frac{F_2}{N} = (0,2 \div 0,4) \text{ м}^2/\text{л. с.} \text{ для тракторных двигателей;}$$

$$\frac{F_2}{N} = (0,3 \div 0,5) \text{ м}^2/\text{л. с.} \text{ для тепловозных и стационарных двигателей.}$$

Количество воздуха $V_{\text{возд}}$, проходящего через радиатор, определяется по формуле

$$V_{\text{возд}} = \frac{Q_0}{\gamma_{\text{возд}} c_{\text{возд}} \Delta t_{\text{возд}} \cdot 3600} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (276)$$

где Q_0 — количество тепла, отводимое охлаждающей жидкостью от двигателя, равное количеству тепла, отнимаемого от охлаждающей жидкости в радиаторе, в ккал/час ;

$\gamma_{возд}$ — удельный вес воздуха, который при давлении 760 мм. рт. ст. и средней температуре в радиаторе 50—55° С равен $\gamma_{возд} = (1,09 \div 1,07) \text{ кг/м}^3$;

$c_{возд}$ — теплоемкость воздуха, которая при давлении 760 мм рт. ст. и температуре 50—55° С равна $c_{возд} = 0,24 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$;

$\Delta t_{возд}$ — перепад температур воздуха в радиаторе в °С;

Приблизительно количество воздуха, проходящего через радиатор, можно определить так: для дизелей $V_{возд} = (0,012 \div 0,028) N \text{ м}^3/\text{сек}$, для карбюраторных двигателей $V_{возд} = (0,023 \div 0,040) N \text{ м}^3/\text{сек}$, где N — мощность двигателя в л. с.

Выбрав скорость воздуха перед радиатором, можно найти фронтальную поверхность радиатора из уравнения

$$F_{фр} = \frac{V_{возд}}{w_{возд}} \text{ м}^2, \quad (277)$$

где $w_{возд}$ — скорость воздуха в м/сек, равная 5—12 м/сек.

ЛИТЕРАТУРА

- Аврунин А. Г., Аринкин В. В., Андреев Н. Н., Струнге Б. Н., Шмидт М. М., Тепловозные и судовые двигатели Д50, Машгиз, 1952.
- Брилинг Н. Р., Вихерт М. М., Гутерман И. И., Быстроходные дизели, Машгиз, 1951.
- Ваншейдт В. А., Судовые двигатели внутреннего сгорания, Машгиз, 1957.
- Вайнер М. А. и Камахин Е. С., Быстроходные дизели типа Ч $\frac{10,5}{13}$, Машгиз, 1957.
- Дизели 2 и 4ДСП $\frac{19}{30}$, Машгиз, 1957.
- Дизели 2Д $\frac{16,5}{20}$ 1 и 2ДСП $\frac{16,5}{20}$ 1, Машгиз, 1955.
- Дизель 6Ч $\frac{36}{45}$, Машгиз, 1956.
- Жильцов В. Р., Зеленев А. Ф., Кокин А. Г., Колосов В. А., Коробицын М. Д., Малявинский А. М., Нефедов Я. Д., Павлов А. В., Степанов Ю. А., Суворов В. Г., Юшин С. И., Двигатели внутреннего сгорания, Оборонгиз, 1955.
- Исследование рабочих процессов в быстроходных дизелях, сборник № 1, Научно-исследовательская лаборатория двигателей, Машгиз, 1955.
- Кинасошвили Р. С., Сопротивление материалов, Физматгиз, 1957.
- Ковалевский Е. С., Моргулис Ю. Б., Эрдели В. К., Дизельные установки малой и средней мощности, Машгиз, 1957.
- Лившиц М. Л., Быстроходные дизели Д6, Машгиз, 1956.
- Лызо Г. П., Лызо А. П., Барский И. Б., Конструкции тракторов, Машгиз, 1956.
- Мелькумов Т. М., Теория быстроходных двигателей с самовоспламенением, Оборонгиз, 1953.
- Орлин А. С., Калиш Г. Г., Либрович Б. Г., Чурсин М. М., Вырубов Д. Н., Лебедев С. Е., Двигатели внутреннего сгорания, т. 1, изд., 2-е Машгиз, 1957.
- Орлин А. С., Вырубов Д. Н., Костылов Н. И., Лебедев С. Е., Роганов С. Г., Симонов Ф. Ф., Чурсин М. М., Двигатели внутреннего сгорания, т. II, Машгиз, 1955.
- Пульманов Н. В., Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин, Машгиз, 1956.
- Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания, Машгиз, 1958.
- Рогач Н. П., Судовые и стационарные двигатели Д и ДР $\frac{30}{50}$, Издание завода «Русский дизель», 1956.
- Танатар А. Б., Компоновка и расчет быстроходных двигателей, Морской транспорт, 1952.
- Ханин Н. С., Двигатели ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206, Машгиз, 1954.
- Цветков В. Т., Двигатели внутреннего сгорания, Машгиз, 1953.
- Cimata H., Bestimmung des Hubes Geschwindigkeit und Beschleunigkeit von Nockentrieben mit Kreisförmigen und geraden Flanken. MTZ, Marz, 1943.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
<i>Часть первая</i> КОНСТРУКЦИЯ	
<i>Глава I. Принцип работы двигателей внутреннего сгорания</i>	10
§ 1. Классификация поршневых двигателей внутреннего сгорания . .	10
§ 2. Принцип работы четырехтактного двигателя	14
§ 3. Принцип работы двухтактного двигателя	17
§ 4. Индикаторная диаграмма	23
§ 5. Индикаторная и эффективная мощность. Тепловой баланс . .	25
§ 6. Впрыскивание и распыливание топлива. Смесеобразование и сго- рание	29
§ 7. Характеристики двигателей	34
<i>Глава II. Двигатели внутреннего сгорания, применяемые в СССР</i>	35
§ 8. Мощностные ряды	35
§ 9. Основные параметры	37
<i>Глава III. Детали остова</i>	40
§ 10. Силовые схемы поршневых двигателей внутреннего сгорания . .	40
§ 11. Конструкции картеров, фундаментных рам и цилиндров	43
§ 12. Цилиндровые втулки	50
§ 13. Крышки цилиндров	52
<i>Глава IV. Кривошипно-шатунный механизм</i>	56
§ 14. Поршни, поршневые кольца, поршневые пальцы	56
§ 15. Шатуны	60
§ 16. Коленчатые валы	62
<i>Глава V. Механизм газораспределения</i>	66
§ 17. Фазы газораспределения	66
§ 18. Схемы механизма газораспределения	69
§ 19. Клапаны и распределительные валы	72
§ 20. Привод механизма газораспределения	74
<i>Глава VI. Система подачи топлива</i>	76
§ 21. Схема системы подачи топлива дизеля	76
§ 22. Топливные насосы	77
§ 23. Регуляторы	82
§ 24. Форсунки	85
§ 25. Топливные фильтры	90
§ 26. Топливоподкачивающие насосы	91
§ 27. Трубопроводы	95
§ 28. Карбюраторы	95

Глава VII. Система смазки и охлаждения	97
§ 29. Система смазки	97
§ 30. Характеристика смазочных масел	99
§ 31. Масляные насосы	101
§ 32. Масляные фильтры	103
§ 33. Система охлаждения	106
§ 34. Водяные насосы	107
§ 35. Холодильники и вентиляторы	109
Глава VIII. Воздухоочистители и глушители. Агрегаты наддува	112
§ 36. Впускные коллекторы. Воздухоочистители	112
§ 37. Выпускные коллекторы и глушители	114
§ 38. Продувочные насосы и компрессоры для наддува	115
§ 39. Турбокомпрессоры и турбопоршневые двигатели	119
Глава IX. Пусковые устройства и электрооборудование	124
§ 40. Способы пуска	124
§ 41. Пуск вручную заводной рукояткой и при помощи инерционного стартера	125
§ 42. Пуск электростартером	126
§ 43. Пуск сжатым воздухом	128
§ 44. Устройства для облегчения пуска в зимних условиях	130
§ 45. Система зажигания от электрической свечи	134
Глава X. Навесные агрегаты и системы управления	136
§ 46. Назначение навесных агрегатов	136
§ 47. Соединительные муфты и муфты сцепления	136
§ 48. Реверсивные устройства	140
§ 49. Щиты управления и приборов	142
§ 50. Автоматизация контроля и управления	144
Глава XI. Общее описание двигателей внутреннего сгорания	148
§ 51. Общее описание четырехтактных дизелей	148
§ 52. Общее описание двухтактных дизелей	179
§ 53. Общее описание карбюраторных бензиновых двигателей	193
§ 54. Современные тенденции развития поршневых двигателей внутреннего сгорания	196

Часть вторая

ОСНОВЫ ТЕОРИИ

Глава XII. Теоретические циклы	198
§ 55. Термодинамические циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания	198
§ 56. Коэффициенты полезного действия идеальных циклов	201
§ 57. Цикл с продолженным расширением	202
§ 58. Расчетные и действительные циклы	203
Глава XIII. Процесс сгорания	204
§ 59. Свойства топлив	204
§ 60. Количество воздуха, необходимое для сгорания	206
§ 61. Фазы процесса сгорания у дизелей	208
§ 62. Процесс сгорания у двигателей с принудительным зажиганием	210

Глава XIV. Процесс газообмена	211
§ 63. Коэффициент наполнения и коэффициент остаточных газов . .	211
§ 64. Процесс газообмена при работе с наддувом	213
§ 65. Процесс газообмена у двухтактных двигателей	214
Глава XV. Тепловой расчет	215
§ 66. Задачи теплового расчета	215
§ 67. Основные параметры процесса газообмена	216
§ 68. Основные параметры сжатия	219
§ 69. Основные параметры сгорания	220
§ 70. Основные параметры расширения	224
§ 71. Примеры тепловых расчетов	225
Глава XVI. Процесс продувки двухтактных двигателей	231
§ 72. Истечение газа из сосуда	231
§ 73. Схема расчета выпуска и продувки	232
§ 74. Определение располагаемого время-сечения продувки и выпуска	236
Глава XVII. Определение размеров компрессоров и продувочных насосов . .	238
§ 75. Мощность, расходуемая на привод компрессора	238
§ 76. Определение основных размеров поршневых компрессоров . .	239
§ 77. Определение основных размеров коловратных компрессоров . .	241
§ 78. Определение основных размеров центробежных компрессоров	242
Глава XVIII. Определение основных размеров газовых турбин, приводимых в движение отработавшими газами	244
§ 79. Принцип действия газовой турбины	244
§ 80. Располагаемая энергия отработавших газов	245
§ 81. Определение основных размеров соплового аппарата	246
§ 82. Определение основных размеров проточной части рабочего колеса	248
§ 83. Мощность турбины и к. п. д.	250
Глава XIX. Кинематика кривошипно-шатунного механизма	251
§ 84. Кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма . .	251
§ 85. Перемещение поршня	252
§ 86. Скорость поршня	254
§ 87. Ускорение поршня	255
Глава XX. Динамика кривошипно-шатунного механизма	257
§ 88. Соотношения сил в кривошипно-шатунном механизме	257
§ 89. Силы инерции	260
§ 90. Суммарные силы	261
§ 91. Определение степени неравномерности	263
§ 92. Уравновешивание	266
Глава XXI. Крутильные колебания	270
§ 93. Колебания упругих систем	270
§ 94. Частота собственных крутильных колебаний коленчатых валов	272
§ 95. Вынужденные колебания коленчатых валов	275
§ 96. Гашение крутильных колебаний	276

Часть третья

РАСЧЕТЫ

Глава XXII. Расчет на прочность деталей остова	279
§ 97. Основные положения расчета деталей двигателя на прочность . .	279
§ 98. Расчет на прочность фундаментных рам, картеров и блоков . .	284
§ 99. Расчет крышек цилиндров	286
§ 100. Расчет втулки цилиндра	288
§ 101. Расчет анкерных связей	288
Глава XXIII. Расчет кривошипно-шатунного механизма	289
§ 102. Расчет поршня, поршневых колец и поршневого пальца . .	289
§ 103. Расчет шатуна	293
§ 104. Расчет коленчатого вала	302
Глава XXIV. Расчет механизма распределения	307
§ 105. Определение основных размеров клапана	307
§ 106. Кинематика и динамика клапанного механизма	308
§ 107. Расчет пружины клапана	312
§ 108. Расчет на прочность деталей механизма распределения	315
Глава XXV. Расчет топливной системы	317
§ 109. Определение основных размеров насосного элемента дизеля	317
§ 110. Определение размеров распыливающих отверстий форсунки .	320
Глава XXVI. Расчет системы смазки	321
§ 111. Расчет подшипников	321
§ 112. Определение количества масла, циркулирующего в системе . .	325
§ 113. Расчет производительности масляного насоса	325
§ 114. Расчет масляного холодильника	326
Глава XXVII. Расчет системы охлаждения	330
§ 115. Расчет отводимого тепла	330
§ 116. Расчет производительности водяного насоса	331
§ 117. Расчет радиатора	334
Литература	337

Технический редактор А. Ф. Уварова

Корректор Е. А. Давыдкина и А. С. Новикова

Сдано в производство 10/1 1959 г.

Подписано к печати 28/IV 1959 г.

Т-05540

Тираж 25 000 экз.

(1-й завод 1—15,000)

Печ. л. 22,75 (5 вкл.)

Уч.-издат. л. 23,25

Формат 60×92¹/₁₆ Бум. л. 11,38 Заказ 421

КНИГИ МАШГИЗА

ПО ТОЧНОМУ МАШИНОСТРОЕНИЮ и ПРИБОРОСТРОЕНИЮ

Вышли из печати в IV кв. 1958 г.
и в I кв. 1959 г.

ИВАЩЕНКО Н. Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. Учебное пособие для втузов. 532 стр., ц. 12 р. 35 к.

ЛЕБЕДЕВ А. Н. Счетно-решающие устройства. Учебное пособие для втузов. 380 стр., ц. 12 р. 85 к.

МИРОНОВ К. А., ШИПЕТИН Л. И. Теплотехнические измерительные приборы. Справочные материалы. Изд. 2-е, переработ. и доп. 896 стр., ц. 29 р. 50 к.

Основы автоматического регулирования, том II. Элементы систем автоматического регулирования. Под ред. д-ра техн. наук В. В. Солодовникова. Часть I. Чувствительные, усилительные и исполнительные элементы. 723 стр., ц. 26 р. 25 к.

Основы автоматического регулирования, том II. Элементы систем автоматического регулирования. Под ред. д-ра техн. наук В. В. Солодовникова. Часть II. Корректирующие элементы и элементы вычислительных машин. 454 стр., ц. 16 р. 75 к.

Ультразвуковые приборы ЦНИИТМАШа. 88 стр., ц. 2 р. 90 к.

Имеются в продаже ранее изданные книги

Прогрессивная технология приборостроения. Выпуск 4. Под ред. А. Н. Гаврилова. (Всесоюзное научное инженерно-техническое общество машиностроения и приборостроения.) 1955. 214 стр., ц. 8 р. 50 к.

Приборы для контроля подшипников качения. Альбом-каталог. 1957. 66 стр., ц. 9 р. 50 к.

ХОМЕНКО П. Г. Счетно-аналитические машины. 1955. 286 стр., ц. 14 р. 15 к.

Продажа книг Машгиза производится во всех магазинах книоторгов.

При отсутствии книг в местных магазинах заказ можно направить по адресу: Москва, Ж-109, 2-я Фрезерная, дом № 14, Ассортиментный отдел Центральной оптовой книжной базы.

Книги будут высланы наложенным платежом.

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ**

**Имеются в продаже ранее изданные учебники
и учебные пособия для вузов и техникумов**

1. Учебники и учебные пособия для вузов

АКСЕНОВ Н. П. и АКСЕНОВ П. И. Оборудование литейных цехов, том II. Механизация формовки и изготовление стержней, механизация выбивки и очистки литья. 1950, 536 стр., ц. 14 р. 80 к.

АНАНЬИН С. Г., АЧЕРКАН Н. С. и др. Металлорежущие станки. 1958, 1015 стр., ц. 31 р. 95 к.

БАЛЪЯН С. В. Техническая термодинамика и тепловые двигатели. 1958, 454 стр., ц. 11 р. 80 к.

ВУКАЛОВИЧ М. П. Термодинамические свойства газов. 1953, 376 стр., ц. 2 р. 20 к.

ЕЛЪЯШЕВИЧ Л. Б. и др. Экономика социалистического машиностроения. 1957, 475 стр., ц. 11 р. 20 к.

ЖЕВТУНОВ П. П. Технология литейного производства (литейные сплавы). 1957, 431 стр., ц. 11 р. 50 к.

ЗАХАРОВ Н. Н. и др. Организация, планирование и экономика вспомогательных хозяйств машиностроительного завода. 1957, 328 стр., ц. 9 р. 60 к.

ЗАХАРОВ Н. Н. Техническое нормирование труда в машиностроении. 1958, 560 стр., ц. 14 руб.

ЗУБЦОВ М. Е. Листовая штамповка. 1958, 459 стр., ц. 12 р. 50 к.

ЗЯБРЕВА Н. Н., ШЕГАЛ М. Я. Лабораторные занятия по курсу «Основы взаимозаменяемости и технические измерения». Изд. 2-е, испр. и доп. 1956, 335 стр., ц. 8 р. 85 к.

КРАМАРЕНКО П. В. Эксплуатация автомобильного транспорта. 1949, 376 стр., ц. 13 р. 30 к.

КРУТОВ В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. 1958, 344 стр., ц. 9 р. 10 к.

МЕЩЕРИН В. Т. Листовая штамповка (атлас схем). Изд. 2-е, испр. и доп. 1958, 140 стр., ц. 13 руб.

ПОПОВ И. Ф. Машины для уборки трав на сено. Конструкция, теория и расчет. 268 стр., ц. 7 р. 65 к.

РАБИНОВИЧ И. Я. Оборудование для дуговой электрической сварки. 1958, 380 стр., ц. 10 р. 25 к.

САТЕЛЬ Э. А. Основы организации и планирования машиностроительных предприятий СССР. 1957, 155 стр., ц. 5 р. 10 к.

СТЕПАНОВ Г. Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей. 1958, 350 стр., ц. 9 р. 75 к.

ТРАУТМАН Н. Ф. Сборник задач по начертательной геометрии. 1953, 280 стр., ц. 8 р. 40 к.

ХАРИЗОМЕНОВ И. В. Электрическое оборудование металлорежущих станков. Изд. 2-е, испр. и доп., 1958, 328 стр., ц. 9 руб.

ШУВАЛОВ Ю. А. и ВЕДЕНСКИЙ В. А. Металлорежущие станки (кинематические и гидравлические схемы). Изд. 2-е, 243 стр., ц. 12 р. 40 к.

ХРЖАНОВСКИЙ С. Н. Проектирование кузнечных цехов. 1949, 400 стр., ц. 16 р. 50 к.

ЮРЬЕВ Н. М. и КИРИЛЛОВ И. А. Техпромфинплан машиностроительного завода. 1957, 232 стр., ц. 7 р. 30 к.

2. Учебники и учебные пособия для техникумов

АЛЕКСАНДРОВ М. В., ГАМАЛЕЯ Б. Н. Организация складского и тарного хозяйства. 1958, 307 стр., ц. 8 руб.

ГИДОН Л. М. Регулирование локомобильных установок. 1956, 229 стр., ц. 6 р. 60 к.

ЗАХАРОВ Б. П. Термическая обработка металлов. 1957, 302 стр., ц. 8 руб.

РУБИНОВ А. Д. Организация и проведение лабораторных работ по предмету „Допуски, посадки и технические измерения“. 1958, 150 стр., ц. 3. 85 к.

СГИБНЕВ В. Ф. Кузнечно-штамповочное производство. 1958, 150 стр., ц. 4 р. 10 к.

ФИНКЕЛЬШТЕЙН Б. Я. Технология подъемно-транспортного машиностроения. 1956, 379 стр., ц. 12 р. 85 к.

Продажа книг Машгиза производится во всех книжных магазинах книготоргов. Книги высылаются также по почте наложенным платежом отделами „Книга—почтой“ республиканских, краевых и областных книготоргов.

При отсутствии книг в местных магазинах заказ можно направить по адресу: Москва, Ж-109, 2-я Фрезерная, дом № 14, Ассортиментный отдел Центральной оптовой книжной базы.

Книги будут высланы наложенным платежом.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
96	15-я снизу	Испаритель	Распылитель
218	10-я сверху	$T_a = \frac{T_a \delta + \gamma T_r}{1 + \gamma}$	$T_a = \frac{T_k \delta + \gamma T_r}{1 + \gamma}$
235	6-я снизу	разными	равными
263	12-я "	$= \frac{M_{кр. ср} n}{7162} \text{ л. с.}$	$= \frac{M_{кр. ср} n}{716,2} \text{ л. с.}$
280	1-я "	$M_{\max} = \frac{ql^2}{2} \left \sigma_u = \frac{ql^3}{W_{из}} \right y = \frac{ql^4}{8EJ}$	$M_{\max} = \frac{1}{8} ql^2 \left \sigma_u = \frac{1}{8} ql^2 \frac{1}{W_{из}} \right y = \frac{5}{384} \cdot \frac{ql^4}{EJ}$
280	3-я "	$M_{\max} = \frac{1}{8} ql^3 \left \sigma_u = \frac{1}{8} ql^2 \frac{1}{W_{из}} \right y = \frac{5}{384} \cdot \frac{dl^4}{EJ}$	$M_{\max} = -\frac{ql^2}{2} \left \sigma_u = \frac{ql^2}{2W_{из}} \right y = \frac{ql^4}{8EJ}$
335	14-я "	$F_2 = \frac{Q_{\theta}}{\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \left(\frac{t_{\theta. \text{вых}} + t_{\theta. \text{вх}}}{2} - \frac{t_{\theta \text{возд. вх}} + t_{\theta \text{возд. вых}}}{2} \right) \eta} \text{ м}^2,$	$F_2 = \frac{Q_{\theta}}{\phi \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \left(\frac{t_{\theta. \text{вых}} + t_{\theta. \text{вх}}}{2} - \frac{t_{\theta \text{возд. вх}} + t_{\theta \text{возд. вых}}}{2} \right) \eta} \text{ м}^2,$

9 р. 15 и.

Д1
9724



Москва, Третьяковский проезд, 1