

Научно-производственное предприятие ООО «ЭНСИ»

А.И. Кудрявцев, А.А. Кудрявцев

ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ

2018

УДК 621.51
ББК 32. 965.2 + 34.447
К88

Рецензенты:

проф. д-р техн. наук Г.А. Крутиков,
д-р техн. наук Б.А. Вурье,
инж. Е.А. Коробков

А.И. Кудрявцев, А.А. Кудрявцев.

К88 ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ, энергосбережение и оптимизация. 2018. – 157с.,
табл. 19, ил. 30.

В книге освещены вопросы энергосбережения и повышения эффективности использования сжатого воздуха в промышленности и других областях. Данная работа может быть полезна для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, изготовлением и техническим обслуживанием пневматических систем, учебных курсов подготовки специалистов предприятий в этой области и студентов машиностроительных и энергетических специальностей.

УДК 62.85 + 62-552.7
ББК 32. 965.2 + 34.447

ВВЕДЕНИЕ

Важность и актуальность повышения эффективности пневматических систем (далее сокращенно – **пневмосистем** или **ПС**) обусловлены следующими факторами: большими масштабами применения сжатого воздуха (расход энергии на его производство в промышленно развитых странах составляет от 5 до 20% от всей энергии, потребляемой промышленностью); высокой стоимостью энергии сжатого воздуха (например, килоджоуль энергии в пневмоприводах обходится в ≈ 7 раз дороже, чем в электроприводах); значительными непроизводительными потерями сжатого воздуха при его использовании.

Работы по повышению эффективности применения пневмосистем в народном хозяйстве проводились: в институтах машиноведения им. А.А. Благонравова, проблем управления (автоматики и телемеханики), горного дела Сибирского отделения АН СССР и чёрной металлургии АН УССР; ВНИИГидроприводе, ВНИИЭСО, ЭНИМС, НИИТеплоприборе, НИИТАвтопроме; Ленинградском, Харьковском и Волгоградском политехнических институтах; МАИ, МВТУ им. Баумана и других организациях.

Разработкой и внедрением пневмосистем и их элементов занимались Абрамович А.Д., Акименко А.Д., Аронов Б.В., Балакириев Б.С., Бежанов Б.Н., Бердников В.В., Берендес Т.К., Бодров М.А., Бухарин Н.А., Виноградов Ю.А., Власов В.В., Воронежский А.В., Герц Е.В., Герасименко Г.П., Гогричиани Г.В., Градецкий В.Г., Дмитриев В.Н., Докунин А.В., Елимелих И.М., Залмазон Л.А., Зиневич В.Д., Карабин А.И., Кисельников В.Б., Киселев М.И., Кожевников С.Н., Ковалёв П.И., Кондратенко В.Ф., Крейнин Г.В., Крутиков Г.А., Кузнецов Ю.В., Лишневский М.И., Логинов А.И., Ложкин О.В., Макаров Г.В., Маркевич Н.М., Мурзин В.А., Пешат В.Ф., Погорелов В.И., Подчуфаров Б.М., Полякова М.А., Попов Д.Н., Попов М.С., Портнов В.В., Раков А.А., Ролик А.И., Рубанович Д.И., Солнцева К.С., Софиев А.Э., Таль А.А., Тагаевская Т.К., Терехов М.И., Филлипов И.Б., Френкель М.И., Холзунов А.Г., Цейтлин Ю.А., Чаплыгин Э.И., Черкашенко М.В., Чернышёв В.И., Шерстюк А.Н., Щербаков В.И., Юдицкий С.А., Ярмоленко Г.З. и др.

Основной вклад в создание современных методов динамического расчёта пневмоприводов внесён учёными Институт машиноведения (Герц Е.В. и Крейнин Г.В.) и Тульского политехнического института (Мамонтов М.А., Подчуфаров Б.М.)в.

Впервые системное освещение вопросов производства, передачи, использования и путей экономии сжатого воздуха было изложено в работах Карабина А.И.

Большой объём работ по созданию отечественных конструкций, стандартов и справочной литературы по пневмосистемам и их элементам выполнен сотрудниками ВНИИГидропривод: Барским А.Б., Водопьян Л.И., Гольшмидтом А.И., Кривко Ж.М., Кудрявцевым А.И., Лимоновым Ю.М., Маракиным Н.Ф., Пекарем Л.А., Пятидверным А.П., Рагу-

линым Е.А., Никитским А.В., Черкашенко М.В., Новиковым А.Ф., Новиком А.М.

Определённый вклад в ознакомление отечественных специалистов с опытом повышения эффективности применения пневмосистем и их элементов внесён учебными центрами ООО «Фесто-Россия», ДП ФЕСТО (Осинский Ю.А.) и ООО «ЭС ЭМ СИ» (Трифонович А.Г.); «IFC. Международная финансовая корпорация»; Челябинским и Бжеицким компрессорными заводами; ООО «Курганхиммаш»; НПО ООО ЭНСИ», МПО «Пневмоаппарат» (Комков Б.К., Хромченко Л.Х.), НПО «Пневматика», заводом «Re-meza» (Белоруссия), фирмами «KAESER», «Атлас Копко», «Dalgkran» и др.

Предлагаемая читателям книга состоит из трёх глав.

В 1 главе приведены: области и масштабы применения сжатого и разрежённого воздуха; классификация, критерии и задачи повышения эффективности пневмосистем.

Основные факторы, технические и организационные меры, влияющие на повышение эффективности производства, передачи, кондиционирования и использования сжатого воздуха, рассмотрены во 2 главе.

В 3 главе коротко изложены сведения о принципах, методах исследования и автоматизированном проектировании пневмосистем и их элементов.

В книге, как правило, применены единицы Международной системы единиц (СИ) по ГОСТ 8.417. Однако в расчётах, технической документации, показателях ряда устройств часто используются внесистемные единицы. Для сравнения и перехода к системе СИ в приложении 1 дан перевод наиболее важных употребляемых единиц.

В перечень литературы включены источники с дополнительными и более полными сведениями по повышению эффективности пневмосистем и их элементов [1 – 102].

Данная книга, наряду с разработанными авторами справочником «Пневматические системы и устройства в промышленности» (Харьков, издательство «Формат», 2011), книгой «Системы и компоненты воздухообеспечения» (Харьков, издательство «Формат», 2014) и справочным пособием «Очистка сжатого воздуха» преследует цель ознакомить читателей с основными аспектами использования и повышения эффективности пневмосистем в промышленности и других областях применения.

Авторы выражают благодарность рецензентам, чьи замечания способствовали улучшению качества изложения материала, В.Н. Воробьёву, Г.И. Подгорному, К.В. Звереву, А.Н. Звычайному, А.С. Антонову (НПП ООО ЭНСИ), С.А. Захарову (корпорация «Пневмотек») за предоставление сведений, использованных в этой работе, и И.А. Кудрявцевой, выполнившей компьютерную графику и подготовку книги к изданию.

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМОСИСТЕМАХ

1.1. Области и масштабы применения пневмосистем

Рабочей средой в пневмосистемах является сжатый или разрежённый (для вакуумных) атмосферный воздух, который представляет собой механическую смесь азота – 78,1%, кислорода – 21%, аргона – 0,93%, углекислого газа – 0,04%, водорода, неона, метана, криптона, ксенона, закиси азота и других газов – <0,003% по объёму для сухого воздуха на высоте уровня моря. В промзонах и помещениях концентрация углекислого газа в воздухе обычно увеличивается.

Атмосферный воздух содержит также пары и аэрозоли воды (0,5 – 4)% по объёму и твёрдые загрязнители, концентрация которых зависит от климатических и окружающих условий мест расположения забора воздуха нагнетателями.

Указанный выше состав воздуха практически не меняется в пределах тропосферы до (8 – 10) км над уровнем моря.

Воздух в неограниченном количестве имеется практически во всех местах его использования, хорошо передаётся на расстояния (по этому параметру он уступает только электроэнергии), не оказывает вредного воздействия на организм человека, огнебезопасен, прозрачен и упруг, обеспечивает работу в диапазоне температур от - 60 до 180°C. Эти свойства позволили использовать воздух: в пневматических приводах, транспорте, средствах измерения и контроля; в процессах горения, окисления, охлаждения, аэрации и флотации; в создании чистых зон; для покраски, очистки и сушки; для получения кислорода, азота, водорода и инертных газов, аккумулирования энергии; в медицине и стоматологии; для защиты кабелей и в др. областях.

По масштабам применения энергия сжатого воздуха уступает только электрической, а годовой рынок компонентов пневмосистем в мире составляет более \$ 8 млрд.

Наиболее крупными потребителями сжатого воздуха являются отрасли: чёрная и цветная металлургия; горнодобывающая, угольная, машиностроительная, химическая, строительная, нефтедобывающая и стекольная промышленности; зернопереработка. Сжатый воздух в больших объёмах используется: для аэрации отстойных бассейнов, питьевых и рыбоводных водохранилищ, опрыскивания садов; в полиграфии, транспорте и энергетике; при хранении, загрузке и выгрузке зерна; в автосервисе и др. областях.

В чёрной металлургии энергопотребление на производство сжатого воздуха для доменных и мартеновских печей, вагранок, конвертеров и прокатных станов составляет (5 – 8) % от всего расхода энергии. Аналогичные объёмы потребления сжатого воздуха в цветной металлургии, хотя в ней и отсутствуют такие крупные единичные потребители как конверторы и доменные печи. Для подачи воздуха в этих отраслях используется тур-

бокомпрессоры, воздуходувки, поршневые и винтовые компрессоры с широким диапазоном параметров по производительности и давлению нагнетания.

Значительны объёмы потребления сжатого воздуха низкого (0,2 – 0,6) МПа и высокого (15 – 20) МПа давлений на предприятиях химической промышленности при производстве серной и азотной кислот, аммиачной селитры и в пневмотранспорте.

Затраты энергии на производство сжатого воздуха для воздухоразделительных установок составляют (80 – 95)% от всех энергозатрат на получение азота, кислорода и нейтральных газов.

На предприятиях машиностроения на выработку сжатого воздуха уходит (20 – 30)% потребляемой энергии. В них энергия воздуха используется: в приводах пневматических молотов, прессов, зажимов и перемещения обрабатываемых изделий на металлорежущих станках, обрубочных и сварочных машинах; в ручном инструменте, трамбовках; в пескоструйных устройствах очистки; при окраске, обдувке, охлаждении, сушке и т. д.

Крупными потребителями сжатого воздуха являются отрасли горнодобывающей и угольной промышленности, в которых на его производство расходуется до 60% потребляемой энергии. Сжатый воздух в этих отраслях используется для привода врубовых машин, перфораторов, буровых установок, транспортёров, систем кондиционирования, получения холода, создания запаса потенциальной энергии.

На нефтеперерабатывающих заводах сжатый воздух применяется: в процессах при окислении битума в гудрон; при очистке змеевиков трубчатых печей от кокса, регенерации катализаторов; в системах автоматизации управления процессами и измерений; в запорной арматуре, пневматических двигателях и ручных инструментах.

Сжатый воздух в строительной промышленности используют: в бетононасосах, приводах отбойных молотков, трамбовок, вибраторов, цемент-пушек; для транспортирования сыпучих материалов и растворов; для пульверизаторов побелки и окраски; для очистки помещений от пыли, газов и других загрязнителей.

В транспортных машинах и поездах сжатый воздух используется в тормозных системах и подъёмниках, для открывания дверей и наддува в двигатели внутреннего сгорания.

В стекольной отрасли потребители сжатого воздуха: стеклоформовочные машины и устройства обдува печи с рабочим давлением воздуха (0,32 – 0,35) МПа, пневматический транспорт, приводы машин и ручной инструмент с рабочим давлением (0,4 – 1,6) МПа.

В нефтедобывающей отрасли сжатый воздух применяют для подъёма нефти с больших глубин и при проходке нефтяных скважин.

Увеличиваются масштабы использования сжатого воздуха: для хранения энергии; в электронном производстве для создания чистых помещений, в процессах очистки, покраски и осушки; в приводах подачи, зажима и транспортировки деталей.

Сжатый воздух широко используют в авиации, полиграфии и холодильной технике.

В танкерах, промысловых и других судах сжатый воздух применяют для запуска дизельных двигателей, продувки кингстонов, привода задвижек и других нужд.

Широко используется энергия сжатого воздуха в электросварочных машинах, производстве ПЭТ-тары, упаковке различной продукции, глажке и сушке белья.

В медицине сжатый воздух применяют: для создания оздоровительных зон и чистых помещений; лечебных воздушных постелей при сильных ожогах и травмах тела; в устройствах массажа, компрессии, выдавливания тромбов, охлаждения искусственного дыхания; для привода инструментов и отсоса слюны в стоматологии.

Разрежённый воздух используют: в вакуумных присосках; при очистке поверхностей и полостей; при отсосе жидкостей и загрязнителей; для создания чистых зон и в других областях.

1.2. Классификация пневмосистем

Пневмосистемы – технические системы, состоящие из совокупности взаимосвязанных элементов систем второго порядка (воздухоснабжения и функциональных).

Системы воздухоснабжения, обеспечивающие генерацию и передачу (транспортирование) сжатого или разрежённого воздуха в функциональные системы, принято классифицировать по следующим основным признакам:

- *по уровню давления* – **сжатого воздуха** с давлением выше атмосферного (**низкого** – с избыточным давлением до 0,35 МПа, **среднего** – выше 0,35 до 2,5 МПа, **высокого** – выше 2,5 до 10 МПа, **сверхвысокого** – выше 10 МПа), **вакуумные** с давлением ниже атмосферного, **комбинированные**, состоящие из участков с разным уровнем давления выше или ниже атмосферного;

- *по виду организации производства и подачи сжатого воздуха потребителям* – **централизованные, децентрализованные, комбинированные и локальные**. В *централизованной ПС* подача сжатого воздуха потребителям осуществляется централизованной компрессорной станцией или установкой. В *децентрализованной ПС* подача сжатого воздуха разным группам потребителей осуществляется компрессорными станциями или установками, размещёнными обычно рядом с ними. В *комбинированной ПС* (другой термин – *частично децентрализованной*) основная часть потребителей получает сжатый воздух от центральной компрессорной станции, а часть – от индивидуальных источников (например, компрессоров более высокого давления). В *локальной ПС* потребители получают сжатый воздух от располагаемого рядом источника (например, мобильного компрессора при дорожных и строительных работах, пневмоаккумулятора в системах дыхания под водой и агрессивных средах);

- *по виду генерирующих подачу сжатого воздуха устройств – компрессорные, аккумуляторные и компрессорно-аккумуляторные.* В компрессорных ПС воздух нагнетается вентиляторами, компрессорами и усилителями давления. В аккумуляторных ПС сжатый воздух поступает из ресиверов и баллонов, заряжаемых не входящими в состав этих систем нагнетателями; в компрессорно-аккумуляторной ПС часть потребителей получает воздух от нагнетателей, а другая – из аккумуляторов;

- *по циркуляции сжатого воздуха – с разомкнутой и замкнутой циркуляцией.* В системах первого типа отработанный сжатый воздух сбрасывается в окружающее пространство (практически все пневмосистемы в народном хозяйстве относятся к этому типу), а второго типа – отработанный сжатый воздух поступает во всасывающую линию нагнетателя;

- *по виду генерирующих вакуум устройств – с вакуумными насосами и вакуум-генераторами инжекторного типа.*

Функциональные пневмосистемы (сжатого воздуха, вакуумные и комбинированные) выполняют определённые функции посредством взаимодействия сжатого или разрежённого воздуха с элементами механических систем, средами (жидкостями, растворами и веществами), адсорбционными и мембранными разделителями, пространством зон и помещений, органами человека и др.

По назначению функциональные пневмосистемы сжатого воздуха классифицируют на следующие: пневматические приводы; автоматизации управления процессами и измерений; дутья в доменные печи и конвертеры; аэрации; флотации при обогащении руд; воздуходеления; подъёма нефти и растворов с глубин; транспортирования твёрдых объектов и сыпучих веществ; тормозные в транспорте; перемешивания растворов; подачи смазочного материала к трущимся поверхностям устройств; очистки поверхностей деталей и промышленных газовых фильтров от загрязнителей; создания чистых зон в фармакологических, электронных, пищевых и других производствах; вентиляции и отопления помещений; создания надувных сооружений; защиты кабелей от агрессивных сред; лечебные (например, массажа, компрессии, выдавливания тромбов, воздушных подушек при сильных ожогах); дыхания в водной и агрессивных средах; окраски и охлаждения поверхностей, хранения энергии и других функций.

Функциональные пневмосистемы вакуума выполняют функции: присоса для перемещения изделий; отсоса жидкостей; очистки от загрязнителей поверхностей и зон.

Указанные выше функциональные пневмосистемы могут быть подразделены на системы более низкого ранга по целому ряду признаков (например, по наличию в их составе устройств, функционирующих на энергоносителях других видов, на **электронепневматических, пневмогидравлических и электронепневмогидравлических**).

В общем случае, в состав **пневмосистем сжатого воздуха** входят элементы (компо-

ненты): нагнетательное и вспомогательное компрессорное оборудование; воздухохранили и ресиверы, линии передачи воздуха; соединения; двигатели и модули движения; пневмогидропреобразователи и пневмоэлектропреобразователи; аппаратура распределительная, регулирующая и предохранительная; устройства кондиционирования сжатого воздуха (фильтры, установки осушки, маслораспылители); уплотнители; пневматические, электронные и электронно-пневматические блоки и модули управления; электрические компоненты; измерительные приборы и датчики; усилители давления.

В состав **вакуумных систем** входят элементы (компоненты): вакуумные насосы и инжекторы; пневмолинии; соединения; распределители; вакуум-присосы; отсечные клапаны; отсасывающие сопла; реле; фильтры; датчики и приборы.

Дополнительные сведения о классификации, ассортименте, параметрах и конструкциях элементов пневмосистем можно найти в [8, 9, 18, 21, 23, 31, 37, 38, 41, 43, 45, 50, 54, 58, 62, 63, 65, 67, 76, 85, 88, 89, 91, 97, 99].

1.3. Критерии и задачи повышения эффективности пневматических систем

Энергия сжатого воздуха применяется на $\approx 90\%$ предприятий, а на его производство расходуется (8 – 20)% общих энергозатрат в промышленности. В России потребление энергии на производство сжатого воздуха на единицу внутреннего валового продукта в (2 – 2,5) раза выше, чем в странах Западной Европы, и в ≈ 4 – чем в Японии, что диктует необходимость повышения эффективности производства, передачи и использования сжатого воздуха в отечественной промышленности.

Среднее значение составляющих суммарных затрат на производство сжатого воздуха за 10 лет составляет [38, 39, 73, 100]: капитальных – 18%; пусконаладочных работ — 2%; техобслуживания — 7%; энергозатрат — 73%. Это соотношение затрат может несколько меняться (например, приобретение энергоэффективного компрессорного оборудования и автоматических систем управления повышает удельный вес капитальных затрат, но уменьшает суммарные благодаря снижению затрат на энергию и техобслуживание).

Так как в суммарных затратах на производство сжатого воздуха удельный вес энергозатрат наибольший, то их снижение является наиболее важной задачей в повышении эффективности пневмосистем предприятий.

Энергоэффективные пневмосистемы должны отвечать следующим критериям [100]:

- полностью соответствовать требованиям потребителей к надёжности подачи и параметрам сжатого и разрежённого воздуха, степени очистки, безопасности и экологии;
- постоянно совершенствоваться с учётом последних достижений в областях эффек-

тивного производства, передачи и использовании сжатого и разрежённого воздуха;

- обеспечивать постоянное снижение энергозатрат в соответствии с заданиями комплексной программы энергосбережения на предприятии;
- функционировать с постоянным или периодическим контролем на предприятии и его структурных подразделениях: расхода сжатого воздуха, энергопотерь на производство разрежённого воздуха;
- поддерживаться в исправном состоянии регулярным техническим обслуживанием и контролем эксплуатационных параметров оборудования;
- эксплуатироваться персоналом, хорошо обученным способам и путям эффективного использования оборудования и снижения энергозатрат;
- рассматриваться во взаимосвязи с окружающим пространством, экологией и входящими в неё системами и устройствами с другими энергоносителями.

Создание таких пневмосистем возможно только на принципах системного подхода к решению следующих основных задач [1, 38, 39, 59, 62, 70, 75, 78, 81, 100,]:

- оптимального выбора по суммарным затратам: вида пневмосистем воздушноснабжения; компрессорного оборудования и его расположения; генераторов вакуума; устройств кондиционирования; пневмолиний и их компонентов; пневмодвигателей и технологического оборудования потребителей сжатого и разрежённого воздуха;
- внедрения системы "тотального" обслуживания производства, включающей техобслуживание оборудования и проведение мероприятий по повышению общей эффективности производственной деятельности предприятия. Это вызвано тем, что эффективность оборудования характеризуется не только его коэффициентом использования и параметрами надёжности, а и комплексным учётом суммарных затрат и прибыли;
- точного определения потребности предприятия и его структурных подразделений в объёме, давлении и степени очистки сжатого воздуха в данное время и перспективе;
- повышения эффективности использования сжатого воздуха за счёт: внедрения в сферах его потребления энергоэффективных технологий, систем автоматизации управления и контроля, пневмоустройств (двигателей, аппаратуры, сопел и др.); исключения применения его там, где возможна замена на более энергосберегающие решения;
- регламентации и контроля норм расхода сжатого воздуха на предприятии;
- постоянного сбора, обработки и анализа информации о динамике и объёме производства сжатого и разрежённого воздуха, эксплуатационных затратах, отказах и других данных о компонентах пневмосистем для принятия оптимальных решений;
- широкого использования вычислительной техники с соответствующим программным обеспечением при разработке и эксплуатации пневмосистем и их компонентов;
- обучения персонала предприятий знаниям стоимости, способам и путям повышения эффективности производства, передачи и использования сжатого воздуха.

Реализация этих задач должна производиться по комплексному плану повышения эффективности пневмосистем на предприятии.

Экспертная оценка возможности экономии энергии в функционирующих пневмосистемах с давлением (0,6 – 1,0) МПа на предприятиях России дана в табл. 1.1 [100].

Таблица 1.1.

Технические и организационные и-мероприятия	Потенциальная экономия в %	Затраты
Регулярное проведение обнаружения и устранения утечек сжатого воздуха	20 – 40	малые
Автоматическое регулирование работы установок осушки	5 – 20	средние
Установка высокоэффективного компрессорного оборудования с рациональной системой регулирования производительности	5 – 15*	высокие
Исключение подачи воздуха в ПС или её участки в нерабочее время	2 – 10	малые
Утилизация тепла сжатия воздуха	75% этой теплоты	средние
Регламентация и контроль норм расхода воздуха потребителями с установкой расходомеров и приборов записи	5 – 10	средние
Обучение потребителей сжатого воздуха его рациональному использованию	10 – 15	малые
Повышение качества проектирования, модернизации, монтажа, наладки и обслуживания ПС	5 – 10	средние
Примечания. 1. * – Процент потенциальной экономии указывает сокращение потерь от фактически существующих из-за данного фактора (факторов). Его значение зависит от реального состояния и параметров ПС, качества предлагаемых мер. 2. ** – Ориентировочные значения затрат даны для ПС с давлением (0,6 – 1,0) МПа, производительностью (25 – 40) м³/мин. (малые – до 4000\$, средние – от 4000 до 15000\$, высокие – свыше 15000\$).		

Из табл. 1.1 следует, что даже простые с небольшими затратами мероприятия позволяют экономить до 40% суммарных затрат при использовании сжатого воздуха.

Авторами сделана попытка обобщить и систематизировать в книге отечественный и зарубежный опыт повышения эффективности пневмосистем сжатого воздуха. Более полные и детальные сведения по способам и мероприятиям повышения эффективности пневмосистем можно найти в инструкциях поставщиков компрессорного оборудования и пневмоустройств, интернете и источниках, указанных в списке литературы.

Вакуумные пневмосистемы в книге не рассматриваются.

Глава 2. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПНЕВМОСИСТЕМ

Критерии и основные задачи повышения эффективности пневмосистем были указаны в разделе 1.3 первой главы. В данной главе изложены факторы, рекомендации, технические и организационные мероприятия, влияющие на энергосбережение и другие параметры эффективности пневмосистем воздухообеспечения и функциональных.

2.1. Системы воздухообеспечения

Основная часть крупных и средних предприятий России и других стран СНГ были построены до 1990 г для массового и крупносерийного производства продукции с 2- и 3-сменным режимом работы и централизованными системами воздухообеспечения. Катастрофическое падение объёма производства после распада СССР, изношенность компрессорного оборудования, пневмолиний и их компонентов диктует необходимость существенной реконструкции систем воздухообеспечения предприятий.

Выбор экономичной системы воздухообеспечения при реконструкции предприятий обычно проводят в следующей последовательности:

- выясняют расположение, режим и условия работы, интервалы и продолжительность сервисного обслуживания потребителей сжатого воздуха;
- проводят анализ рациональности использования потребителями сжатого воздуха на предприятии;
- уточняют требуемые значения рабочих давлений, расходов, температуры и класса очистки сжатого воздуха на всех участках пневмосистемы предприятия;
- оценивают физическое состояние и технический уровень компонентов системы воздухообеспечения и пневмоустройств потребителей сжатого воздуха;
- замеряют реальные расход, давление и классы очистки сжатого воздуха на участках пневмосистемы с целью определения их соответствия требованиям потребителей;
- по результатам анализа двух предыдущих этапов определяют проблемные участки.

На базе анализа результатов указанных выше работ и расчётов производят:

- разработку предложений по исключению нерационального использования сжатого воздуха путём замены на оборудование с другим видом энергоносителей и замене морально или физически изношенных компонентов системы воздухообеспечения и пневмоустройств потребителей;
- оптимальный выбор по суммарным затратам: вида системы воздухообеспечения (централизованной, децентрализованной или комбинированной); энергоэффективного компрессорного оборудования; расположения, давления и производительности ком-

прессорных станций и локальных установок; устройств очистки на линии всасывания;

- определение требуемого объёма воздухохранилищ на компрессорной станции и ресиверов у потребителей;
- выбор типа и параметров пневмолиний, запорной арматуры, устройств очистки сжатого воздуха, расходомеров и мест их размещения в пневмосистеме;
- выбор устройств автоматического управления и контроля работы системы воздухооборудования, компрессорного оборудования, устройств осушки, фильтров и др.;

Примечания. 1. Все предложения по повышению эффективности ПС предприятия должны быть обоснованы технико-экономическим анализом по суммарным затратам. 2. При наличии финансовых ограничений намечаются сроки поэтапной реализации ряда мероприятий (например, сроки замены морально или физически устаревшего оборудования потребителей сжатого воздуха и компрессоров на современное). 3. Рекомендации по замене применения сжатого воздуха на более эффективные виды энергоносителей не относятся к областям, где применение сжатого воздуха обусловлено техникой безопасности или особыми условиями (например, взрыво- и огнеопасные производства, наличие радиации и магнитных полей). 4. Количество указанных выше этапов может быть сокращено в зависимости от постановки задачи модернизации пневмосистемы.

Изложение сведений и данных повышения эффективности использования пневматических систем и их компонентов начнем с оценки стоимости сжатого воздуха.

2.1.1. Стоимость сжатого воздуха

Как правило, многие на производстве не имеют представления о стоимости сжатого воздуха. Это объясняется тем, что его производство происходит на предприятии, а не поставляется сторонними организациями за определённую плату как электроэнергия, вода, уголь, горячая вода для отопления и другие услуги.

Затраты на производство сжатого воздуха зависят от многих факторов: давления нагнетания; температуры и давления всасываемого воздуха; параметров, технического уровня, стоимости и трудоёмкости обслуживания компрессорного оборудования; способа регулирования производительности и охлаждения компрессоров; наличия или отсутствия утилизации тепла сжатия; выбора объёма воздухохранилищ на компрессорных станциях и установках, ресиверов возле потребителей; вида и эффективности привода (например, электродвигателя, паровой турбины) компрессоров; требований потребителей к классам чистоты воздуха; эффективности устройств очистки и др. факторов.

Коротко рассмотрим основные затраты на производство сжатого воздуха компрессорными станциями и локальными установками.

Компрессорные станции. Стоимость производства сжатого воздуха компрессорной станцией (C_{kc}), определяют по формуле:

$$C_{kc} = Z_{ск}/Q_v = (Z_3 + Z_a + Z_{то} + Z_{др})/Q_v, \text{ руб/м}^3, \quad (2.1)$$

где $Z_{ск}$ – суммарные затраты на производство сжатого воздуха за год; Z_3 – годовые затра-

ты на потребляемую энергию приводом и охлаждением компрессора, вентиляцией и освещением компрессорного помещения, осушителями и другими устройствами станции; Z_a – годовые амортизационные отчисления оборудования компрессорной станции, осушителей и др. устройств пневмолиний подачи сжатого воздуха; $Z_{то}$ – годовые затраты на заработную плату обслуживающего персонала, техобслуживание (включая текущие и плановые ремонты, расходные материалы), оборудование станции и линий подачи; $Z_{др}$ – годовые затраты на услуги сторонних организаций, общезаводские и другие; Q_v – объём сжатого воздуха (приведённого к нормальным условиям), нагнетаемого в сеть.

Удельный вес составляющих суммарных затрат ($Z_{ск}$) зависит от стоимости и срока службы оборудования компрессорной станции и линий подачи, давления и энергопотерь в системе воздухообеспечения, тарифа на электроэнергию (или стоимости топлива для паротурбинных приводов), физического состояния оборудования и др. факторов.

При давлении нагнетания (0,6 – 1) МПа и сроке службы компрессорного и основного оборудования системы воздухообеспечения (8 – 10) лет, удельный вес затрат обычно составляет:

- $Z_3 = (58 - 74)\%$, в т. ч. (52 – 55)% – на привод компрессоров; (0,5 – 7)% – на охлаждение компрессоров и вентиляцию помещения; (0,1 – 1,5)% – на работу осушителей; (0,3 – 0,5)% на освещение и др. нужды;

- $Z_a = (22 - 38)\%$. Значения этих затрат устанавливаются нормативными отчислениями исходя из капитальных затрат на оборудование системы воздухообеспечения и срока его службы. Удельный вес составляющих затрат Z_a : компрессорное оборудование – (20 – 36)%; осушители – (1,2 – 2,3)%; запорные краны, фильтры, конденсатоотводчики, сепараторы конденсата и др. компоненты – (0,8 – 2,5)%.

- $Z_{то}$ обычно составляет (5 – 9)% от Z_3 . Входящая в их состав заработная плата обслуживающего персонала ($Z_{зн}$) определяется: количеством персонала в смену (N_q) и рабочих смен ($N_{см}$), месячной ставкой сотрудников ($Z_{мс}$). Например, при $N_q = 2$, $N_{см} = 3$; $Z_{мс} = 25000$ руб, годовая сумма $Z_{зн} = N_q \cdot N_{см} \cdot 12 \cdot Z_{мс} = 2 \cdot 3 \cdot 12 \cdot 25000 = 1800000$ руб;

- $Z_{др}$ принимают $\approx (1 - 1,6)\%$ от значения ($Z_3 + Z_{зн}$).

Примечания. 1. Базой при определении энергозатрат на производство сжатого воздуха обычно является мощность электродвигателей привода компрессора, охлаждения и вентиляции помещения. 2. Зависимость энергозатрат от уровня давления нагнетания в диапазоне до 1,0 МПа можно принимать линейной – (0,045 кВт/м³ при 0,2 МПа и 0,12 кВт/м³ при 1,0 МПа). При грубой оценке потребление энергии на производство 1 м³ воздуха при давлении нагнетания (0,6 – 0,8) МПа можно принимать: электроэнергии – (0,08 – 0,1) кВт•ч ; условного топлива – (0,015 – 0,018) кг. 3. Амортизационные отчисления здания компрессорной обычно входят в $Z_{др}$.

Локальные компрессорные установки. Стоимость производства сжатого воздуха (C_{yc}) рассчитывают по формуле:

$$C_{yc} = Z_{cy}/Q_v = (Z_3 + Z_a + Z_{то} + Z_{др})/Q_v, \text{ руб/м}^3, \quad (2.2)$$

где, Z_3 – годовые затраты на потребляемую энергию компрессорной установкой и осушителем сжатого воздуха (при его наличии); Z_a – годовые амортизационные отчисления компрессорной установки, осушителя и фильтров; $Z_{то}$ – годовые затраты на зарплату и техобслуживание установки, осушителя и фильтров в линии подачи (включая текущие и плановые ремонты, расходные материалы); $Z_{др}$ – другие расходы; Q_v – объём сжатого воздуха (приведённого к нормальным условиям), нагнетаемого установкой за год.

Удельный вес составляющих Z_{cy} зависит от типа и производительности установки, давления нагнетания, требований к очистке воздуха и др. факторов. Так, при применении локальной винтовой компрессорной установки с приводным двигателем мощностью (45 – 50) кВт, давлением нагнетания (0,6 – 0,8) МПа, наличия рефрижераторного осушителя и фильтра в линии подачи, 2-х сменном режиме работы, сроке службы оборудования (5 – 8) лет, удельный вес составляющих затрат [37]: $Z_3 = (78 – 83)\%$; $Z_a = (9,5 – 11)\%$; $Z_{то} = (7 – 9,5)\%$, в т. ч. зарплата обслуживающего персонала $\approx (0,5 – 1)\%$; $Z_{др} \approx (0,3 – 0,5)\%$. Из этих данных следует, что энергозатраты являются основными.

Энергозатраты в кВт•ч на производство 1 м³ сжатого воздуха (приведённого к нормальным условиям) при давлении нагнетания: 0,1 МПа – 0,12; 0,06 МПа – 0,08; 0,04 МПа – 0,045 [84]. В 2016 г стоимость 1 кВт•ч, в зависимости от региона России, составляла от 2,86 до 5,47 руб. А стоимость производства 1 м³ сжатого воздуха при давлении нагнетания: 0,4 МПа была в диапазоне (0,13 – 0,25), 0,6 МПа – (0,23 – 0,44), 0,1 МПа – (0,34 – 0,66) руб. В 2016, при давлении нагнетания (0,6 – 0,8) МПа с учётом других затрат за среднее значение стоимости принимали 0,5 руб/м³. В Западной Европе стоимость его производства – (0,5 – 2,5) цента/м³.

2.1.2. Исключение нерационального использования сжатого воздуха

Эту работу проводят путём анализа техдокументации оборудования потребителей, и данных пневмо- и энергоаудитов по проверке экономичности потребления сжатого воздуха с целью энергосбережения на предприятиях.

Приведём примеры нерационального использования сжатого воздуха, которые увеличивают энергопотери и нарушают нормальное воздуходобывание [37, 39, 59, 73, 100]:

- применение в сети сжатого воздуха высокого давления для подачи к мазутным и газовым горелкам и вентиляции, что значительно повышает расход электроэнергии по сравнению с подачей воздуха вентиляторами и воздуходувками;
- завышение давления при пескоструйной очистке, обдувке, пневмотранспорте порошков, барботировании и аэрации приводит к увеличению энергопотерь до 50%;
- использование при обдувке и пескоструйной очистке не экономичных сопел, а

простых цилиндрических без сменных наконечников из износостойких материалов, а также вентилях вместо распределителей кратковременного пуска воздуха с автоматическим затвором, что повышает расхода воздуха в несколько раз;

- применение сжатого воздуха для барботирования жидких растворов, в транспорте порошковых веществ и ручном инструменте в производствах, где возможно использование электромеханических приводов. Например: на Гомельском химическом заводе замена пневмотранспорта сырья на систему механических горизонтальных транспортеров и элеваторов позволило снизить энергозатраты примерно в 5 раз; замена пневматического инструмента (к. п. д. < 15 %) на электрический (к. п. д. \approx 50%) позволяет снизить энергозатраты более чем в 3 раза;

- применение сжатого воздуха для уборки помещений и чистки одежды;
- сброс конденсата через постоянно открытые отверстия малого сечения и частая продувка пневмолиний для удаления конденсата и других загрязнителей приводит к потере (8 – 10)% сжатого воздуха.

Следует всегда помнить о высокой стоимости энергии сжатого воздуха (килоджоуль его энергии в приводах обходится примерно в 7 раз дороже электрической).

Дополнительные сведения о непроизводительных потерях при использовании сжатого воздуха, способах и путях их снижения приведены в разделе 2.2. и работах [1, 2, 3, 4, 10, 13, 14, 17, 24, 27, 29, 30, 33, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 44, 46, 48, 55, 50, 59, 62, 66, 68, 70, 71, 73, 74, 78, 80, 81, 83, 84, 87, 90, 100].

2.1.3. Выбор оптимального рабочего давления пневмосистем

Повышение уровня давления в пневмосистемах приводов позволяет уменьшить габаритные размеры и массу двигателей (при заданном значении развиваемого усилия или крутящего момента), аппаратуры, устройств кондиционирования и пневмолиний, что в ряде случаев имеет решающее значение. Однако необоснованное повышение рабочего давления увеличивает энергозатраты на производство сжатого воздуха, его расход, утечки и уровень шума при выхлопе.

На основании опыта эксплуатации и технических параметров выпускаемых серийных пневмоустройств, рекомендуются следующие значения диапазона давления сжатого воздуха на входе: (0,8 – 1,6) МПа – для приводов технологического оборудования с жесткими ограничениями к габаритам пневмодвигателей (например, приводы многоэлектродных сварочных машин и прессования при производстве ПИТ-тары); (0,4 – 0,8) МПа – для приводов технологического оборудования без жестких ограничений к габаритам пневмодвигателей; (0,4 – 0,5) МПа – для ручного инструмента, вибраторов, трамбовок; (0,16 – 0,4) МПа – для форсунок, пескоструйных аппаратов, охлаждающих и обдувочных сопел, распылителей красок; (0,06 – 0,2) МПа – для устройств систем

аэрации, перемешивания, массажа и компрессии.

Необходимо помнить, что использование излишнего давления в пневмосистемах приводит к нерациональным энергопотерям. Например, применение в приводе давления 0,6 МПа вместо необходимого для нормального функционирования 0,5 МПа повышает энергопотери на (15 – 17)%, вместо 0,4 МПа – на 30%, вместо 0,3 МПа – на \approx 50%.

Применение для обдувки давления 0,2 МПа вместо (0,4 – 0,5) МПа сокращает расход сжатого воздуха более чем на треть, а вместо 0,6 МПа – на 50%.

Энергопотери при наличии на предприятии потребителей с разным уровнем рабочего давления можно уменьшить следующим образом:

- подачей потребителям минимального рабочего давления, обеспечивающего их нормальное функционирование;
- при наличии на предприятии более 90% потребителей одного уровня давления и 10% – более высокого, обычно рациональна комбинированная система воздухообеспечения с централизованной подачей этого давления и оснащение остальной части потребителей индивидуальными компрессорными установками требуемого уровня давления; Примечания. 1. В ряде случаев, при разности рабочего давления потребителей менее 0,1 МПа, подвод сжатого воздуха к ним целесообразно выполнять одной пневмолинией с применением редукционных клапанов у потребителей с более низким рабочим давлением. 2. Редуцирование более (0,2 – 0,3) МПа для подачи воздуха потребителям из централизованной сети может быть экономически оправдано только при относительно небольших объемах потребления воздуха.
- применением централизованного воздухообеспечения с линиями подачи разного уровня давления (например, с давлением 0,7 МПа и 0,2 МПа) при большом количестве и компактном расположении этих потребителей;
- применением децентрализованной системы воздухообеспечения для групп потребителей при разных уровнях рабочего давления или некомпактном расположении;
- применением воздуходувок и вентиляторов для подачи больших объемов воздуха низкого давления потребителям;
- применением вакуум-генераторов инжекторного типа в системах с давлением от минус 0,08 до 0,03 МПа и расходом воздуха < 10% от общего расхода в пневмосистеме;
- применением вакуумных насосов для систем с высокими требованиями к уровню разрежения и расходом более 10% от общего расхода воздуха в пневмосистеме.

2.1.4. Снижение колебания давления в пневмосистемах

По характеру использования сжатого воздуха пневмосистемы можно условно разделять на два типа:

- с относительно постоянным расходом воздуха. Например, пневмосистемы при производстве стали, чугуна, цветных металлов, химической продукции, азота, кислорода

и др. газов, для аэрации водных бассейнов, очистки сточных вод, подъёма жидкостей, пневмотранспорта веществ и почты, создания чистых помещений;

- с переменным расходом воздуха, в которых его основная часть используется в пневматических двигателях, ручном инструменте, обдувочных соплах, распылителях красок, машинах флотации и барботирования смесей и выполнения других функций.

Пневмосистемы первого типа, как правило, состоят из незначительного количества потребителей с большими объёмами равномерно потребляемого сжатого воздуха, что способствует поддержанию относительно стабильного давления в сети.

Для пневмосистем второго типа характерно наличие большого количества потребителей с неравномерным по времени расходом сжатого воздуха, что приводит к колебанию давления в сети. Основные причины колебания давления: резкие изменения расхода воздуха потребителями из-за их массового подключения или отключения; разгерметизация пневмолиний; недостаточный объём воздухохранилищ; отсутствие или недостаточная ёмкость ресиверов у потребителей с большим кратковременным расходом воздуха; неправильное определение производительности или способа регулирования производительности компрессорных станций и установок (так, применение старых систем регулирования производительности компрессоров колебание давления $> 0,2$ МПа); ошибочный выбор места расположения компрессорных станций, типа и параметров пневмолиний.

Колебание давления повышает энергозатраты на производство сжатого воздуха до 3%, негативно влияет на технологические процессы и работу оборудования, приводя к снижению производительности и браку. Для исключения негативных последствий понижения давления при его колебании в сети обычно увеличивают производительность и давление сжатого воздуха, что повышает затраты на его производство.

Значительно снижает колебание давления в пневмосистемах применение автоматизированных систем регулирования производительностью компрессорами и управления включением и отключением групп потребителей. Так, применение винтовых компрессоров с частотным регулированием и системы автоматического управления с датчиками давления позволяет достаточно стабильно поддерживать давление в системе с точностью $\pm 0,01$ МПа. Снижению колебания давления в пневмосистемах способствует также выполнение рекомендаций, приведённых в разделах 2.1.5, 2.1.6, 2.2.6, 2.2.7, 2.2.8 и 2.3.1.

2.1.5. Определение потребности (Q), характера и режима потребления воздуха

Эта работа необходима для рационального выбора производительности компрессоров, размеров воздухохранилищ и параметров пневмолиний, нормирования расхода воздуха потребителями.

Порядок расчёта потребности. По паспортным, каталожным или расчётным данным определяют расход воздуха для каждого устройства пневмосистемы. Затем находят коэффициент использования (k_{ui}) для каждой группы однотипных потребителей:

$$k_{ui} = t_{on}/t_k, \quad (2.3)$$

где t_{on} – оперативное время работы устройства; t_k – календарное время за учётный период (смену, сутки, год и т. д.), которое состоит из оперативного времени и времени простоев и пауз в рабочее время.

Общий расход воздуха в системе определяют по формуле:

$$Q = \sum_{i=1}^n z_i \cdot q_i \cdot k_{ui} \cdot \varphi_i, \quad (2.4)$$

где z_i – количество потребителей одного вида и типоразмера; q_i – номинальный расход воздуха на единицу устройства или оборудования одного вида за время t_k ; k_{ui} – коэффициент использования для каждой группы однотипных потребителей одного типоразмера; φ_i – коэффициент, учитывающий непроизводительные расходы воздуха из-за утечек, периодического заполнения и опорожнения коммутационных линий, полостей управления аппаратуры (при расчётах принимают $\varphi_i = (1,1 - 1,3)$); n – количество различных потребителей. В табл. 2.1 даны средние значения расхода воздуха, приведённого к нормальным условиям, и коэффициента использования для потребителей.

Примечание. Следует иметь в виду, что фактическое потребление сжатого воздуха устройствами и оборудованием потребителей, как правило, более чем в $(1,3 - 1,7)$ раза выше значений, указываемых изготовителями в паспортах и технических характеристиках.

При определении расхода воздуха для большого количества потребителей, работа которых связана определённой последовательностью в соответствии с заданным циклом, необходимо найти для каждого потребителя расход воздуха на одно срабатывание и на цикл, а затем суммировать полученные результаты.

Подсчитанный таким образом расход за цикл нужно умножить на число циклов за время t_k . Для определения требуемой производительности компрессора (компрессоров) и диаметра магистрали предприятия (цеха, участка) необходимо знать максимальный расход воздуха потребителями, который рассчитывается по формуле:

$$Q_p = \sum_{i=1}^n z_i \cdot q_i \cdot k_{oi} \cdot \varphi_i, \quad (2.5)$$

Таблица 2.1

Потребитель	Характеристика		Давл., МПа	Расход воздуха,		Коэфф. использ., $k_{и}$
Ковочные и штамповочные молоты	Усилие, кН:	5	0,6	м³/мин	10	0,65 – 0,75
		7			13	0,60 – 0,70
		10			16	
		15			20	
		20			24	
		30			30	0,50 – 0,65
		50			40	0,45 – 0,60
		100			55	
		120			60	0,40 – 0,50
		150			65	
Молотки: рубильночечканые, клепальные	Мощность, кВт:	0,37 – 0,51 0,12 – 0,74	0,5 – 0,6	м³/мин	0,6 – 0,8 0,7 – 1,5	0,40 – 0,50 0,30 – 0,45
Сверлильные машины	Мах диаметр сверления, мм:	8	0,5 – 0,6	м³/мин	0,5 – 0,8	0,50 – 0,60
		10			0,6 – 0,9	0,50 – 0,60
		13			0,7 – 1,0	0,50 – 0,55
		22			0,9 – 1,7	0,30 – 0,50
Шлифовальные машины	Мах диаметр круга, мм	25	0,5 – 0,6	м³/мин	0,6 – 0,8	0,40 – 0,80
		50			1,0 – 1,3	
		125			1,6 – 2,1	
		150			1,7 – 2,2	
Гайковёрты и ключи	Диаметр резьбы, мм	12 – 14	0,5 – 0,6	м³/мин	0,3 – 0,7	0,30 – 0,60
		20 – 22			1,2 – 1,5	
		28 – 32			1,3 – 2,5	
Напильники	Мощность 0,15 кВт		0,5 – 0,6	м³/мин	0,2 – 0,3	0,30 – 0,60
Вибраторы			0,5 – 0,6		до 5,0	0,30 – 0,40
Трамбовки			0,5 – 0,6		0,5...1,3	0,20 – 0,40
Формовочные машины			0,5 – 0,6	(0,2 – 0,8) м³ на одну опоку		0,10 – 0,30
Пневмомоторы	Мощность, кВт:	до 0,37		м³ на кВт	1,7 – 1,8	0,1 – 1,0
		0,37 – 0,65			1,6 – 1,7	
		0,74 – 1,10			1,5 – 1,65	
		1,20 – 2,20			1,0 – 1,5	
		свыше 2,20			0,8 – 1,0	
Подъёмники	Грузоподъёмность, кН:	10	0,6	На 1 м высоты подъёма, м³	0,3...0,4	0,04 – 0,4
		20			0,6...0,7	
		50			1,5...1,8	
		100			3,0...3,5	
Пистолеты-краскораспылители	Производит. (0,5 – 2) м² окраш. поверхн. в час		0,3 – 0,4	м³/мин	0,1...0,8	0,5 – 0,8
Пескоструйные машины	Диаметр сопла, мм:	5	0,3 – 0,4	м³/мин	0,8	0,4 – 0,8
		8			2,0	
		10			3,3	
		12			5,0	
Обдувочные сопла	Диаметр сопла, мм:	4	0,3 – 0,4	м³/мин	0,6	0,1 – 0,2
		8			2,3	

где k_{oi} – коэффициент одновременности работы для каждой группы потребителей одно-

го вида и одного типоразмера (см. табл. 2.2)

Таблица 2.2

Кол-во потребителей	1	2...3	4...6	7...8	10...12	12...14	15...20	Свыше 20
Значение k_{oi}	1	0,9	0,8	0,76	0,7	0,67	0,6	0,5

К расходу воздуха группы потребителей следует добавить расход на утечки воздуха в магистрали (1 – 2)%, разводящих и коммутационных линиях (8 – 9)% от общего расхода.

Дополнительные сведения о расчётах расхода воздуха в пневмосистемах приведены в работах [21, 22, 38, 39, 40, 59, 62].

Внимание! Указанный в техдокументации расход воздуха ручных инструментов у нас и за рубежом может отличаться. В отечественных паспортах инструмента указан расход, равный количеству воздуха, прошедшего через него за минуту при полностью нажатом пусковом курке. В документации импортного инструмента обычно указывают значение расхода при его работе с учётом пауз при использовании. Так, если для непрерывно работающего краскопульта или отбойного молотка эти цифры примерно совпадают, то у гайковертов по документации они могут значительно отличаться, хотя реальный расход равных по мощности моделей примерно одинаков.

При определении характера и режима потребления сжатого воздуха уточняют:

- является ли расход потребителями сжатого воздуха на участках постоянным в течение рабочих смен и суток. При переменном расходе выясняют характер его изменения (объёмы потребления по времени);
- целесообразность установки ресиверов у потребителей с кратковременным потреблением значительного объёма воздуха;
- необходимость подачи сжатого воздуха в сеть или её отдельные участки при переменах, в нерабочее время, выходные и праздничные дни;
- участки системы или отдельных потребителей, для которых не допускается падение давления воздуха в сети, что необходимо для принятия решения об установке обратных клапанов на линии входа к ним, ресиверов или резервных локальных компрессоров.

2.1.6. Выбор вида системы воздуховоснабжения

Выбор вида системы воздуховоснабжения производят с учётом количества, расположения, требований к уровню рабочего давления и расхода потребителей сжатого воздуха; режима и графика работы подразделений предприятия и их оборудования; климатических условий, расположения подразделений предприятия и др. факторов.

Для предприятий с компактно расположенными потребителями, примерно одинаковыми требованиями большей части их к уровню рабочего давления, выбирают цен-

трализованную систему воздухообеспечения с одной компрессорной станцией, что позволяет:

- обеспечить высокую надёжность подачи сжатого воздуха при наличии резервных компрессоров и возможность проведения планового ремонта в удобное время;
- снизить затраты на обслуживание компрессорного оборудования благодаря оптимизации количества обслуживающего персонала;
- покрывать "пиковые расходы" отдельных потребителей;
- не загромождать производственные площади компрессорным оборудованием и исключать воздействия шума компрессоров на персонал.

Основные недостатки этой системы при большой протяжённости пневмолиний:

- непроизводительные потери до 25% (иногда до 50%) от общего расхода электроэнергии на производство сжатого воздуха при полной нагрузке из-за необходимости поддержания в системе высокого давления (которое необходимо только отдельным потребителям), наличия утечек, гидравлического сопротивления и тепловых потерь;
- невозможность быстрого реагирования станций с мощными компрессорами на изменения расхода в пневмосистеме;
- избыточная производительность во время обеденных перерывов, пересменок, второй и третьей смены;
- большие затраты на прокладку пневмолиний и их техобслуживание;
- возможность обмерзания участков пневмолиний вне помещений в холодное время;
- неравномерное потребление воздуха в пневмосистеме, негативно сказывающееся на надёжности турбокомпрессоров, которые рассчитаны на минимум остановок;
- прекращение работы всех или части потребителей при аварии на компрессорной станции или в магистральных линиях.

В последнее время в практике промышленных предприятий все большее применение получают децентрализованные и комбинированные системы воздухообеспечения, обеспечивающие снижение суммарных затрат.

К основным достоинствам децентрализованной системы воздухообеспечения предприятий относят:

- уменьшение протяжённости и разветвлённости пневмолиний, что сокращает затраты на их сооружение, обслуживание и энергопотери благодаря снижению гидравлического сопротивления, утечек и охлаждения сжатого воздуха;
- применение в этих системах при производительности свыше $(1 - 1,2) \text{ м}^3/\text{мин}$ вместо поршневых винтовых компрессорных установок, что позволяет исключить необходимость сооружения фундаментов и системы водяного охлаждения; использовать тепло воздуха, нагретого при охлаждении компрессоров, для отопления помещений и нагрева

воды; сократить количество резервных компрессоров и обслуживающего персонала;

- возможность оснащения цехов и отдельных групп потребителей компрессорными установками, которые наиболее полно отвечают их требованиям по производительности и возможности её регулирования, давлению, надёжности и другим параметрам;

- сокращение энергозатрат ввиду подачи воздуха только к работающим потребителям;

- снижение затрат на очистку сжатого воздуха и потери давления из-за уменьшения ступеней очистки, загрязнённости фильтроэлементов и конденсатоотводчиков благодаря малой протяжённости пневмолиний;

- расположение пневмолиний в помещениях, что обычно исключает их обмерзание и необходимость применения для осушки дорогих и затратных адсорбционных и мембранных установок осушки.

Основные недостатки децентрализованной системы:

- увеличение стоимости компрессорного оборудования (особенно при необходимости его резервирования для ответственных участков пневмосистем);

- увеличение обслуживающего персонала пневмосистемы;

- необходимость дополнительной установки компрессоров (или их замены на более мощные) и прокладки новых пневмолиний при увеличении потребности в воздухе;

- необходимость оснащать компрессорные установки, размещаемые в рабочих зонах, звукопоглощающими кожухами.

В комбинированной (другой термин – частично децентрализованной) системе воздухоснабжения большая часть потребителей получает воздух от централизованной компрессорной станции, а часть – от индивидуальных компрессорных установок. Это позволяет использовать определённые достоинства централизованных и децентрализованных систем (например, установить дожимающие компрессоры для потребителей с высоким уровнем рабочего давления или индивидуальные для удалённых потребителей).

Выбор вида системы рекомендуется проводить в два этапа.

1 этап (предварительный). На этом этапе экспертным методом исключают из дальнейшего рассмотрения вид (или виды) системы, не удовлетворяющие финансовым или другим условиям (например, централизованная из-за высоких энергопотерь на передачу воздуха удалённым потребителям). Затем, приближённой оценкой стоимости суммарных затрат на компрессорное оборудование, магистральные линии и электроэнергию определяют предпочтительные варианты систем для детального анализа.

2 этап (окончательный выбор) проводят из вариантов, выбранных на предварительном этапе, сравнением суммарного экономического показателя (\mathcal{E}_3) за год или расчётный срок эксплуатации по формуле:

$$\mathcal{E}_3 = \mathcal{Z}_{np} + \mathcal{Z}_{kc} + \mathcal{Z}_{\text{эс}} + \mathcal{Z}_{mo} + \mathcal{Z}_{nc}, \quad (2.6)$$

где $Z_{пр}$ – затраты на проектирование системы; $Z_{кс}$ – капитальные затраты на приобретение, монтаж и наладку компонентов системы (компрессорного оборудования, устройств охлаждения и рекуперации тепла, магистральных и разводящих пневмолиний, устройств очистки и других компонентов); $Z_{эс}$ – энергозатраты на производство необходимого объема сжатого воздуха; $Z_{то}$ – затраты на зарплату обслуживающего персонала, техническое обслуживание, ремонт, приобретение запасных частей и расходуемых материалов; $Z_{нс}$ – стоимость потерь в производстве из-за прекращения подачи потребителям сжатого воздуха при аварии или ремонте компонентов системы воздухообеспечения.

Расчётный срок эксплуатации обычно устанавливается экспертами и руководством предприятия исходя из среднего срока эксплуатации компрессов (см. раздел 2.1.13).

Влияние уровня рабочего давления отдельных потребителей предприятия на выбор рационального вида системы воздухообеспечения покажем на следующих примерах.

На предприятии с наличием формовочных машин целесообразна децентрализованная система, так как эффективная работа этих машин обеспечивается подачей сжатого воздуха с давлением не ниже 0,8 МПа, в то время как для остальных потребителей обычно достаточна сеть с давлением 0,6 МПа. Так как производительность компрессорной станции или установки для подачи воздуха к формовочным машинам должна быть несколько выше значения потребляемого воздуха при одновременной работе всех машин, то в период остановки части из них или всех избыточное давление сбрасывается в атмосферу через предохранительный клапан. Это приводит к значительным потерям энергии.

Для формовочной машины средний расход воздуха составляет 1,33 м³/мин, а максимальный – до 5 м³/мин. Следовательно, производительность компрессорной станции при нормальном функционировании одной формовочной машины используется только на 27%, а его большая часть (3,6 м³/мин при отсутствии регулирования подачи) сбрасывается в атмосферу. При большом количестве машин и наличии воздухохранивателя потери воздуха из-за сброса в атмосферу снижаются, однако размер потерь остаётся достаточно большим. В этом случае рекомендуется применять винтовые компрессоры с автоматически регулируемой подачей, а в ряде случаев – перепускные клапаны, обеспечивающие перепуск избыточного воздуха в сеть с низким давлением [37, 39, 40, 63].

Для потребителей предприятия, использующих воздух низкого давления (например, пескоструйные аппараты, обдувка, распыление, аэрация во флотационных машинах и др.), обычно применяют редукционные клапаны, что приводит к излишним энергопотерям. В этом случае, вместо дросселирования сжатого воздуха целесообразно использовать воздуходувки, вентиляторы высокого давления или струйные компрессоры (рис. 2.1), в которых энергия расширения сжатого воздуха p , в диффузоре подсасывает определённое количество воздуха m_n с атмосферным давлением p_n . Кинетическая энер-

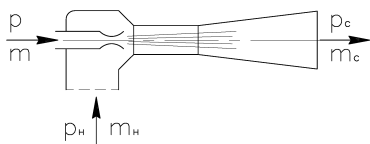


Рис. 2.1. Схема струйного компрессора $U = m/m_n$,

$$(2.7)$$

где m и m_n – массовые расходы сжатого воздуха, соответственно, повышенного и атмосферного давлений. Пользуясь графиком на рис. 2.2, можно определить коэффициент инжекции. Так, например, при давлении $p = 0,8$ МПа, $p_c = 0,3$ МПа и $p_n = 0,1$ МПа значение $U = 0,25$, а при $p_n = 2$ МПа – $U = 0,5$. Таким образом, применение струйного компрессора позволяет снизить расход воздуха повышенного давления в первом случае в 1,25, а во втором – в 1,5 раза.

2.1.7. Размещение компрессорных станций и установок

Приведём основные требования и рекомендации по размещению компрессорных станций и установок, которые повышают эффективность производства сжатого воздуха [12, 30, 34, 39, 41, 46, 75, 76]:

- компрессорные станции и установки должны быть как можно ближе к основным потребителям, что сократит энергопотери на передачу сжатого воздуха и затраты на сооружение и обслуживание пневмолиний;
- не допускается воздействие на компрессорные установки атмосферных осадков, а температура в зоне их размещения должна быть в пределах плюс (5 – 40)°С;
- запылённость и температура атмосферного воздуха в месте его забора компрессорами должны быть как можно низкими. Забор воздуха рекомендуется располагать в тени здания компрессорной станции с северной стороны на высоте (4 – 5) м;
- расположение всасывающих патрубков локальных компрессорных установок должно обеспечивать всасывание как можно более холодного воздуха и исключать попадание в него искр, паров и аэрозолей кислот, растворителей и щелочей. Забор воздуха для установок, размещённых в тёплых помещениях, следует производить вне здания;
- компрессоры необходимо располагать в чистом и сухом помещении с обеспечением требуемого для них воздушного или водного охлаждения;
- возле компрессоров должно быть достаточно места для их технического обслуживания, ремонта и размещения грузоподъёмного оборудования;

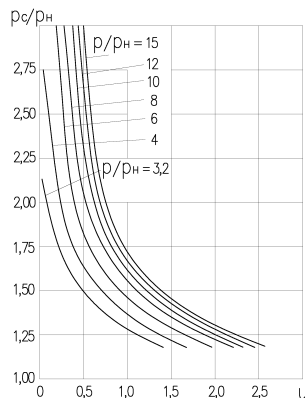


Рис. 2.2. График для определения коэффициента инжекции

- выбор места расположения компрессоров с утилизацией тепла сжатия необходимо производить с учётом эффективной доставки этого тепла потребителям;
- размещение компрессорных станций и установок должно строго соответствовать требованиям техники безопасности и экологии.

2.1.8. Определение производительности компрессорной станции

Значение производительности станции определяют по максимальному расходу сжатого воздуха потребителями с учётом непроизводительных потерь, утечек и ряда др. факторов. Приведём ряд общих рекомендаций. Производительность компрессоров, установленных в централизованной станции, должна обеспечивать максимальную расчётную или существующую потребность предприятия в сжатом воздухе с некоторым запасом, определяемым на основании ожидаемого увеличения потребителей воздуха на предприятии и потерь из-за утечек. На компрессорной станции должны быть установлены резервные компрессоры. Коэффициент резерва обычно рекомендуется принимать из диапазона (0,75 – 0,9). Количество резервных компрессоров, как правило, принимают: один – при наличии до трёх рабочих компрессоров и два – от четырёх до шести. Основной расход воздуха должен быть обеспечен базовыми постоянно работающими компрессорами, а пиковые расходы воздуха – подключением средних и малых компрессоров с гибкой системой запуска. Компрессорные станции с производительностью до 200 м³/мин рекомендуется комплектовать однотипными винтовыми или поршневыми компрессорами с подачей (20 – 50) м³/мин, свыше 200 до 500 м³/мин – тем же типом компрессоров, но с подачей (50 – 100) м³/мин; свыше 500 до 1000 м³/мин – осевыми компрессорами с подачей (100 – 250) м³/мин. При использовании двух рабочих осевых компрессоров устанавливают один резервный компрессор, а при (3 – 6) рабочих – два резервных [91]. Для станций с производительностью свыше 1000 м³/мин рекомендуются турбокомпрессоры с подачей (250 – 500) м³/мин, количество резервных принимается не менее двух.

Для централизованных систем предприятий с резким изменением потребления воздуха целесообразно устанавливать несколько компрессоров вместо одного компрессора большой производительности, что даёт возможность отключать часть из них при снижении расхода воздуха. Количество и производительность компрессоров должна выбираться исходя из условий обеспечения максимального числа вариантов производительности при минимальном количестве компрессоров. При больших колебаниях расхода сжатого воздуха на предприятии, центробежные компрессоры рекомендуется использовать вместе с винтовыми или поршневыми, суммарная производительность которых должна составлять (20 – 25)%. Включение этих компрессоров производится в периоды малых расходов воздуха в системе (см. пример такого решения в примечании).

Примечание. Фирма «CompAir» спроектировала в Баварии (ФРГ) для подшипникового завода с большим колебанием расхода воздуха компрессорную станцию с централизованной системой управления и рекуперацией тепла. Каждый из трёх центробежных компрессоров этой станции обеспечивает плавное без потерь энергии регулирование в диапазоне производительности от 90 до 63 м³/мин при полных нагрузках. При падении потребления воздуха система управления включает необходимое количество нерегулируемых винтовых компрессоров и один регулируемый, что позволяет подавать в систему требуемый объём воздуха. В нерабочие дни (выходные и праздничные дни) работает только винтовой компрессор с регулируемой производительностью.

Ввод в эксплуатацию новой компрессорной станции, по сравнению с ранее существовавшей, дал экономию ≈ 1 млн кВт·ч электроэнергии в год.

При наличии на предприятии большого количества рассредоточенных потребителей сжатого воздуха разного уровня высокого давления следует проработать вопрос целесообразности прокладки двух пневмолиний (например, 0,4 и 0,8 МПа).

В последнее время для станций с производительностью до 500 м³/мин и давлением до (1,2 – 1,5) МПа предпочтение отдают винтовым компрессорам одного типа, которые по сравнению с поршневыми, не создают пульсации и снижают вынос масел в пневмолинии. Стоимость винтовых компрессоров выше, чем поршневых в (1,3 – 1,6) раза. Однако меньшие затраты на техобслуживание, отсутствие необходимости в прочном фундаменте и установке больших воздухохранилищ снижают эту разницу в суммарных затратах.

Достоинства винтовых компрессоров: небольшие габариты и масса; большой срок службы винтовой пары; низкий уровень шума (в исполнении с шумозащитным кожухом) и вибрации; нет необходимости в специальном фундаменте; возможность непрерывного режима работы (24 ч в сутки); в исполнении с автоматической системой управления отсутствует необходимость в постоянном контроле их работы обслуживающим персоналом; снижение потребляемой энергии при работе на ряде режимов. Всё это позволяет рекомендовать их применение, особенно в децентрализованных и комбинированных системах подачи воздуха.

Внимание! При выборе компрессора необходимо ориентироваться на производительность **по нагнетанию**, т. е. на фактическую производительность на выходе из него, приведённую к давлению и температуре воздуха при всасывании. Отметим, что многие зарубежные изготовители компрессоров указывают производительность **теоретическую или по входу** (например, геометрический объём воздуха, равный произведению площади поршня первой ступени на его ход), которая не учитывает потери из-за наличия «мертвого» объёма, утечек через всасывающие и нагнетательные клапаны, т. е. реальная подача воздуха в систему может быть ниже паспортной на (25 – 45)%. Отношение производительности нагнетания к теоретической принято называть **коэффици-**

центажом производительности компрессора ($k_{пр}$). Значение $k_{пр}$ зависит от серии и технического состояния компрессоров и находится в диапазонах (0,5 – 0,65) для одноступенчатых компрессоров и (0,7 – 0,75) – двухступенчатых.

В паспорте компрессора указывается производительность для нормальных условий – температуры 20 °С, давления 1 атм (760 мм. рт. ст.) и относительной влажности 36%. Это необходимо учитывать для оценки реальной производительности компрессора в конкретных условиях. Например, повышение температуры всасываемого воздуха на 10°С снижает производительность компрессора более чем 2%, а его расположение выше уровня моря на каждые 100 м уменьшает подачу примерно на 1%.

2.1.9. Температура всасываемого воздуха

Температура всасываемого воздуха влияет на его плотность, что приводит к изменению производительности компрессора. Её повышение на (3 – 4)°С снижает производительность компрессора на ≈1%, что увеличивает расход энергии. Уменьшение температуры всасываемого воздуха обеспечивают забором его из затенённого места с расположением линии всасывания как можно дальше от источников тепла или её теплоизоляцией (в линии без изоляции, проходящей внутри здания, температура всасываемого воздуха может повыситься до 30°С, а при обтекании её поверхности тепловым потоком от электродвигателей – до 50°С). Минимальная температура всасываемого воздуха должна быть ≥3°С, а максимальная – ниже 40°С.

При высокой температуре всасываемого воздуха рекомендуется применение простых и надёжных форсуночных воздухоохладителей с впрыском в поток мелкодисперсной воды (капель диаметром от 0,1 до 0,05 мм), что обеспечивает хороший отвод тепла воздуха за счёт соприкосновения сред и частичного испарения воды. При их использовании температура всасываемого воздуха на входе в компрессор близка к температуре воды. Для распыления воды используют обычные форсунки. Этот способ охлаждения всасываемого воздуха с относительной влажностью выше 40% не увеличивает содержание паров воды из-за понижения его температуры. Так, в 1 кг всасываемого воздуха с температурой 30°С и относительной влажностью 70% содержится 18,4 г воды, а охлажденного до 15°С со 100% относительной влажностью – 10,5 г воды.

Эффективны и конструкции охладителей, в которых всасываемый воздух проходит через орошаемые водой кольца Рашига, но их гидросопротивление выше. Следует отметить, что применение указанных охладителей повышает и эффективность очистки всасываемого воздуха от твёрдых частиц.

Охлаждение всасываемого воздуха может быть достигнуто путём прохождения его над поверхностью воды, температура которой ниже температуры воздуха не менее чем на 10°С. Недостатки охладителей этого типа – значительные габариты и расход воды.

Примечание. Имеются сведения о фильтрах для компрессоров, снижающих температуру всасываемого воздуха, что сокращает энергозатраты [87], однако решение о целесообразности использования этих фильтров следует принимать по результатам апробации их в промышленности.

2.1.10. Давление всасываемого воздуха

Снижение сопротивления линии всасывания, фильтров, каналов и клапанов всасывания (последнее в поршневых и мембранных компрессорах) повышает производительность и механический к. п. д. компрессоров.

Рекомендуемое значение этого суммарного сопротивления должно быть ≤ 250 Па.

Снижение сопротивления на 100 Па уменьшает удельный расход энергии $\approx 0,05\%$, повышая производительность компрессора на $\approx 0,1\%$. Это достигается за счёт: снижения сопротивления фильтров на всасывании; уменьшения протяжённости и изгибов линии всасывания; регулярной очисткой от загрязнителей всасывающих фильтров и проходных сечений линии всасывания от решёток окна забора воздуха до камеры сжатия компрессоров. Необходимо помнить, что расположение компрессоров выше уровня моря и загрязнение линии всасывания снижает производительности компрессора.

Одним из способов повышения производительности компрессоров является использование инерционного наддува на линии всасывания (особенно это актуально при высокой температуре всасываемого воздуха и расположении компрессора в горной местности). Увеличение производительности компрессоров за счёт наддува на всасывании вентиляторами или воздухоподкамами составляет $\approx 10\%$ на 0,01 МПа повышения давления всасываемого воздуха, но энергозатраты при этом не уменьшаются из-за потребления энергии на наддув [38, 39].

Примечание. Имеются сведения о повышении производительности поршневых компрессоров на (5 – 8)% и снижении энергозатрат до 5% при применении резонансного наддува.

2.1.11. Давление нагнетания

Чем выше давление нагнетаемого воздуха, тем выше энергозатраты на его производство. Увеличение давления нагнетания с 0,5 до 0,6 МПа уменьшает производительность компрессоров на (3 – 7)%, повышая энергозатраты на производство на (6 – 10)%.

Следовательно, необходимо исключать нагнетание в сеть воздуха с давлением выше, чем это требуется для нормального функционирования оборудования потребителей.

Расчёт значения рабочего давления на выходе из компрессора зависит от режима нагнетания: 1) – непрерывного нагнетания непосредственно в сеть; 2) – периодического нагнетания (включением – отключением компрессора) в воздухохранилище, из которого происходит подача воздуха в сеть.

1-случай. Давление воздуха на выходе из компрессора должно быть выше необходи-

мого для нормальной работы потребителей на величину потерь давления от компрессора до входа в сеть и в линиях передачи до потребителя, а также максимально возможного падения давления из-за изменения расхода в сети.

Пример 2. Определить давление (p_{max}) на выходе из компрессора для сети со следующими исходными данными: рабочее давление, необходимое для нормальной работы потребителей – 0,5 МПа; потери давления от выходного патрубка компрессора до входа в магистраль – 0,03 МПа, в магистральной линии – 0,06 МПа, в разводящей линии – 0,01 МПа, в отсечном клапане – 0,02 МПа, в блоке фильтра с маслораспылителем – 0,06 МПа; максимально возможное падение давления из-за изменения расхода в сети – 0,02 МПа. Просуммировав эти значения потерь давления, получим давление, необходимое на выходе из компрессора:

$$p_{max} = 0,5 + 0,03 + 0,06 + 0,01 + 0,02 + 0,06 + 0,02 = 0,7 \text{ МПа.}$$

2-случай. Включение и отключение компрессора производится по сигналам реле давления, подсоединённого к воздухохоборнику. Реле настроено на включение компрессора при падении давления в сети до минимального уровня, при котором обеспечивается нормальная работа потребителей, и на выключение по достижении давления, при котором запаса объёма в ресивере достаточно для его «отдыха» (охлаждения). Как правило, отечественные компрессорные установки укомплектованы реле с разностью настройки максимального и минимального давления (отключения-включения) равным 0,2 МПа. В этом случае давление нагнетания должно быть выше, по сравнению с 1 случаем, на разность давления включения-отключения реле.

Пример 3. Определить давление (p_{max}) воздуха на выходе из компрессора для сети с данными, приведёнными в предыдущем примере.

При разности давлений включения-отключения реле 0,2 МПа, необходимое значение максимального давления на выходе:

$$p_{max} = (0,5 + 0,03 + 0,06 + 0,01 + 0,02 + 0,06 + 0,02) + 0,2 = 0,9 \text{ МПа.}$$

Примечания. 1. При выборе максимального давления нагнетания компрессора необходимо помнить, что автоматическое регулирование компрессоров обычно настроено изготовителем на поддержание давления в ресивере с допуском минус 0,2 МПа. Это означает, что при работе компрессора с $p_{max} = 0,6$ МПа давление нагнетания может изменяться в диапазоне от 0,4 до 0,6 МПа, а с $p_{max} = 1$ МПа – от 0,8 до 1 МПа и $p_{max} = 1,2$ МПа – от 1 до 1,2 МПа. Установленный изготовителем диапазон настройки давления компрессора пользователь может изменить только в сторону уменьшения минимального давления. 2. Современные системы управления компрессорами позволяют уменьшить разность давления переключения до 0,07 МПа при применении электронных датчиков давления и до 0,02 МПа – при применении системы регулирования диапазона давления с учётом тенденции его изменения (роста и падения) в определённый промежуток времени. 3. При применении указанных в пункте 2 систем управления компрессорами, p_{max} для примера 3 будет соответственно составлять 0,77 МПа (с электронными датчиками) и $\approx 0,7$ МПа (с системой ре-

гулирования с учётом изменения давления).

2.1.12. Выбор компрессоров и вспомогательного оборудования

В России на выработку сжатого воздуха расходуется около 20% энергии, потребляемой в промышленности, что свидетельствует о значительно большем удельном расходе сжатого воздуха на единицу валового продукта, чем в промышленно развитых странах.

Рациональный выбор типа, исполнения и параметров компонентов компрессорного оборудования (всасывающих фильтров, компрессоров, промежуточных и конечных охладителей, влагоотделителей) является важным фактором снижения суммарных затрат на выработку сжатого воздуха. Решение этой задачи осложняется тем, что поставщики редко приводят данные, позволяющие покупателю оценить суммарные затраты при эксплуатации этого оборудования, вынуждая ориентироваться только на его цену. В промышленно-развитых странах приобретение оборудования проводят с учётом не только его цены, но и суммарных затрат за планируемый срок его эксплуатации. Для этой цели правительственные организации публикуют перечни оборудования и технологий, отвечающих установленным критериям энергоэффективности (например, в Англии такой перечень содержит подробную информацию о 7300 видах изделий) [100].

Отметим, что в СССР методики и рекомендации рационального выбора оборудования разрабатывали отраслевые институты, которые были ликвидированы в процессе разрушения народного хозяйства «рыночными» реформами правительства Ельцина. Для решения этой задачи рекомендуется привлекать квалифицированных специалистов сервисных организаций и фирм поставщиков. Приведём ряд общих сведений и рекомендаций, которые могут быть полезны при выборе этого оборудования.

Выбор устройств очистки всасываемого воздуха. Энергоэффективность работы компрессоров повышается при высоком качестве очистки всасываемого воздуха и низком сопротивлении линии всасывания (рекомендуемое его значение не должно превышать 250 Па). Коротко об основных устройствах очистки на линии всасывания компрессорной станции (подробнее см. [12, 37, 38, 41, 50, 63, 76, 89, 97]).

Шахтные пылеуловители улавливают твёрдые частицы размером более 150 мкм. Эффективность очистки (20 – 60)% зависит от размера и удельного веса твёрдых частиц. Достоинства: простота и надёжность; небольшие сопротивление, стоимость и трудоёмкость обслуживания. Недостатки – большие габариты и низкая эффективность очистки (особенно при пульсации давления всасывания). Их применяют для предварительной очистки сильно загрязнённого всасываемого воздуха ($>300 \text{ мг/м}^3$), устанавливая у наружной стены компрессорной с всасывающим окном на высоте (3 – 4) м.

Гравитационный фильтр (камера Виста). Всасываемый воздух со скоростью менее 1 м/с проходит между наклонными полками, расположенными равномерно по всему се-

чению камеры на расстоянии < 20 см друг от друга. Твёрдые частицы, проходя с потоком воздуха между полками, из-за силы тяжести опускаются вниз и, входя в соприкосновение с их поверхностью, падают в пылесборник. Фильтр прост, его сопротивление около 50 Па, улавливает твёрдые частицы с размером более 20 мкм и применяется для очистки всасываемого воздуха перед фильтрами тонкой очистки. Эффективность очистки снижается при наличии частиц с малым удельным весом и пульсации давления всасывания.

Фильтры инерционного типа (центробежные, жалюзийные и др.) компактны, улавливают частицы > 20 мкм, но не обеспечивают тонкую очистку и имеют сопротивление до 400 Па, что ограничивает их применение только в линиях всасывания с наддувом.

Установки влажного пылеудаления путём орошения потока всасываемого воздуха водой имеют относительно высокую эффективность тонкой очистки, но из-за увеличения энергозатрат на орошение и принудительный наддув, их обычно применяют при необходимости сочетания очистки и охлаждения всасываемого воздуха.

Фильтры металлические сетчатые с толщиной фильтрации (3 – 5) мкм применяют для очистки всасываемого воздуха для компрессоров небольшой производительности, а грубые – для защиты от засорения всасывающих линий компрессорных станций.

Фильтры тканевые задерживают твёрдые частицы ≥ 3 мкм, обеспечивая пропускную способность при скорости воздуха (0,5 – 0,6) м/с: плоские – до $500 \text{ м}^3/\text{м}^2$, а цилиндрические – до $300 \text{ м}^3/\text{м}^2$. Рекомендуемое предельное сопротивление – 100 Па, что требует контроля степени их загрязнённости и периодической очистки. Недостатки: необходимость частой очистки фильтроэлементов в специальных растворах или замены; низкая прочность фильтрующей ткани (особенно при наличии масел и воды); большие габариты и стоимость исполнений с автоматической очисткой фильтроэлементов.

Масляные фильтры кассетные применяются для любой производительности компрессоров при относительно высокой концентрации загрязнителей во всасываемом воздухе. Скорость прохождения воздуха через фильтры – до (0,8 – 0,9) м/с. Эффективность кассетных фильтров зависит от вида наполнителя кассет и составляет: частиц до 5 мкм – до 70%; от 5 до 10 мкм – (65 – 90)%. Выпускаются и самоочищающиеся фильтры этого типа с масляной ванной или автоматическим окунанием фильтроэлементов в ванну.

Масляные фильтры системы Е.В. Рекк обеспечивают очистку всасываемого воздуха от частиц ≥ 2 мкм. Они содержат фильтрующие панели, собранные из ячеек размером $520 \times 520 \times 70$ мм (малое исполнение для очистки воздуха с концентрацией загрязнителей до 5 мг на 1 м^3) и $520 \times 520 \times 120$ мм (большое исполнение с концентрацией загрязнителей до 20 мг на 1 м^3). Изготавливают два варианта фильтра: вертикальный плоский (ВФ) с количеством ячеек 1, 2, 3, 4, 6, 8, 9, 12, 16, 20; зигзагообразный (ЗФ) с 8, 12, 16, 18, 24 и 32 ячейками. Их достоинства: высокая степень очистки, небольшие масса и сопротивление.

Периодичность очистки ячеек зависит от содержания загрязнителей всасываемого воздуха. Так, при концентрации до 15 мг/м^3 очистку проводят через (5 – 7) дней, а при $(60 - 80) \text{ мг/м}^3 - \approx 16 \text{ ч}$.

Для компрессорных станций и установок производительностью до $(15 - 18) \text{ м}^3/\text{мин}$ используют фильтры с одной или двумя ячейками (наполненными кольцами Рашига).

Наиболее полно отвечают требованиям окончательной очистки всасываемого воздуха масляные и тканевые фильтры, имеющие высокий коэффициент очистки (90 – 95)% от твёрдых частиц; относительно низкую стоимость и затраты на техобслуживание в исполнениях без автоматической очистки; малое сопротивление (в металлических масляных < 250 Па, матерчатых – < 100 Па).

Снижению трудоёмкости обслуживания фильтров способствует предварительная очистка всасываемого воздуха (например, в *фильтрокамерах*, состоящих из фильтров гравитационного типа на первой ступени и тонкой очистки на второй).

Обычно для компрессоров достаточна тонкость фильтрации (3 – 5) мкм, но для ряда исполнений (например, «сухих» винтовых) рекомендуют высокую степень очистки с применением фильтров из микроволокна, улавливающие > 99% частиц > 0,1 мкм.

Тонкая фильтрация снижает износ компрессора, сокращая энергопотери, но повышает сопротивление линии всасывания, что уменьшает его производительность.

Комплектные компрессорные установки обычно поставляются с фильтрами на всасывании с разной тонкостью фильтрации от нескольких микрон до долей микрон.

Внимание! Важно не только выбрать всасывающий фильтр с минимальным сопротивлением, но и регулярно проводить его очистку от загрязнителей, которые могут снизить производительность компрессора на 12 и более процентов. Периодичность очистки (исполнений без автоматической очистки) зависит от степени загрязнённости всасываемого воздуха, тонкости фильтрации и других факторов. Оптимальным решением является проведение очистки по достижении допустимого сопротивления фильтра с контролем дифманометром или автоматическим датчиком давления.

Выбор компрессоров. В России и других странах СНГ более 50% компрессоров средней и большой производительности эксплуатируются более 20 лет. Они должны быть заменены, так как морально устарели и физически изношены.

Выбор компрессоров производят с учётом требуемого уровня рабочего давления, производительности, режима и условий работы, надёжности и ремонтпригодности, удельной потребляемой мощности, стоимости, габаритных размеров и др. факторов.

Области применения основных типов компрессоров, в зависимости от уровня давления нагнетания и производительности, приведены на рис. 2.3 и табл. 2.3. Эти данные можно использовать только на предварительном этапе выбора.

Из диаграммы и таблицы следует, что для нагнетания воздуха с давлением:

- до 0,2 МПа (иногда до 0,4 МПа) применяют воздуходувки и вентиляторы, что позволяет значительно снизить суммарные затраты;
- для диапазона (0,4 – 1,6) МПа обычно используют поршневые (для тяжёлых условий эксплуатации), винтовые (с расходом воздуха от 0,5 до 400 м³/мин, с непрерывным режимом работы), спиральные (с постоянным расходом воздуха в диапазоне от 0,2 до 2,5 м³/мин), турбокомпрессоры (с расходом воздуха свыше 400 м³/мин);
- выше 1,6 МПа, как правило, применяют поршневые и мембранные компрессоры, реже – многоступенчатые винтовые и турбокомпрессоры (последние для больших подач).

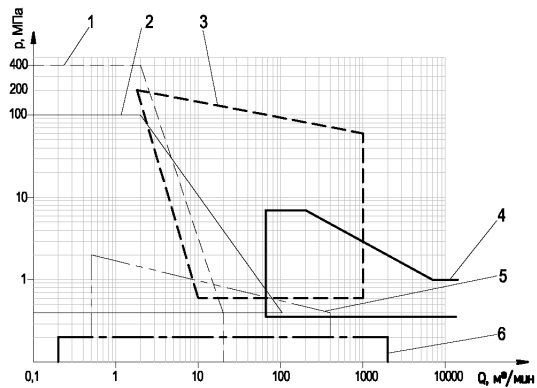


Рис. 2.3. Области применения основных типов компрессоров: 1 – мембранных и поршне-мембранных; 2 – поршневых угловых и вертикальных; 3 – поршневых оппозитных; 4 – турбокомпрессоров (центробежных и осевых); 5 – винтовых; 6 – воздуходувок и вентиляторов.

Выбор компрессоров производят путём сравнительного анализа суммарных затрат ($Z_{ск}$) за принятый расчётный срок их эксплуатации по формуле:

$$Z_{ск} = Z_{ок} + Z_{энк} + Z_{эк}, \quad (2.8)$$

где $Z_{ок}$ – первоначальные затраты (стоимость компрессора и необходимого вспомогательного оборудования, монтажа, наладки и инженерно-консалтинговых услуг поставщиков и сервисных организаций); $Z_{энк}$ – энергозатраты на производство сжатого воздуха; $Z_{эк}$ – затраты на эксплуатацию.

Примечания. 1. По производительности компрессоры принято условно подразделять: малой – до 0,3 м³/мин; средней – выше 0,3 до 2 м³/мин и большой – свыше (2 – 3) м³/мин. 2. Срок эксплуатации компрессоров обычно принимают с учётом их производительности: малой, всех типов, – (2 – 5) лет, средней – (5 – 8) лет; большой, поршневых и винтовых – (8 – 15), турбокомпрессоров – (15 – 20) лет. В зарубежной практике нормативный срок полезной эксплуатации компрессоров общего назначения – (5 – 8) лет, а в отечественной практике – 15 лет (эти данные не относятся к мощным и специальным исполнениям компрессоров). 3. Объёмный к. п. д. новых современных компрессоров > 0,9, морально устаревших < 0,6, а при их физическом не выше 0,4.

Таблица 2.3

Давление, МПа	Производительность, м³/мин	Исполнение компрессоров	
		масляные	безмасляные
до 1,2	до 0,5	ПК	ПК, МК, СК*
от 1,2 до 2,5			ПК, МК
более 2,5			ПК, МК
до 1,2	от 0,5 до 2,5	ПК**, ВК*	ПК**, МК**, СК*, ВК*
от 1,2 до 2,5			ПК**, МК**, ВК*
более 2,5		ПК	ПК, МК
до 1,2	от 2,5 до 65	ПК**, ВК*	ПК**, МК**, ВК*, ТК***
от 1,2 до 2,5			ПК, МК, ТК***
более 2,5		ПК	
до 1,2	от 65 до 125	ПК**, ВК*	ТК***
от 1,2 до 2,5		ПК**	
более 2,5			
до 1,2	от 125 до 400	ПК**, ВК*	
от 1,2 до 2,5		ПК**	
более 2,5			
более 400			
Примечания. 1) В таблице приняты следующие обозначения типов компрессоров: ПК– поршневой, МК – мембранный, СК – спиральный, ВК – винтовой, ТК – турбокомпрессор. 2) Звёздочки над обозначением компрессоров указывают на область их рационального применения : * –для условий непрерывного (длительного) режима работы и постоянного расхода воздуха в системе; ** – для переменного расхода воздуха в системе или в тяжёлых по запылённости, повышенной влажности и температуре окружающей среды, *** – для подач свыше 16 м³/мин.			

Рассмотрим кратко составляющие суммарных затрат ($Z_{ск}$).

Первоначальные затраты ($Z_{ок}$), в общем случае, включают стоимость компрессора и вспомогательного оборудования (включая системы управления и охлаждения); монтажных и пусконаладочных работ. При выборе, монтаже и наладке компрессоров, систем управления, охлаждения компрессоров, часто приходится прибегать к услугам поставщиков этого оборудования или сервисных организаций.

Стоимость этих работ также входит в первоначальные затраты, что удорожает их, но грамотное и комплексное решение этой задачи может оказаться дешевле и надёжнее.

Стоимость компрессорных установок зависит от типа, давления нагнетания, производительности, комплектации средствами автоматизации и приблизительно составляет: поршневых – (700 – 1600) дол на 1 м³ нагнетаемого воздуха; винтовых – в (1,3 – 1,6) раза больше поршневых; турбокомпрессоров производительностью ≤ 100 м³/мин – выше поршневых и винтовых, а производительностью более 100 м³/мин – выше поршневых, но ниже винтовых.

Зависимость стоимости компрессоров при переходе от одного типоразмера на другой: поршневых – незначительна; винтовых – практически пропорциональна; турбокомпрессоров – мало изменяется в пределах одного модельного ряда.

Примечания. 1. При грубой оценке стоимость компрессоров с давлением (0,6 – 0,8) МПа можно принимать из расчёта 1250 дол на 1 м³ производительности. 2. Стоимость отечественных компрессоров обычно в (1,2 – 1,5) раза ниже лучших зарубежных фирм. 3. При приобретении компрессоров следует осторожно относиться к предложениям с низкой стоимостью, т. к. это может привести к гораздо большим затратам при эксплуатации из-за их плохого качества. 4. Важно также правильно определиться при заказе с комплектностью компрессорной установки, так как от этого зависит её цена. Например, не всегда следует приобретать импортный компрессор с ресивером и осушителем, т. к. их можно без ущерба для качества и с меньшими затратами приобрести в России.

Стоимость первоначальных затрат на приобретение, монтаж, пуск и наладку компрессора в России близка к стоимости энергии, потребляемой им за полгода круглосуточной работы (при цене 1 кВт·ч ≈ 2,5 руб.). За 5 лет эксплуатации удельный вес первоначальных затрат составляет (10 – 14)%, а за 10 лет – (7 – 9)% от суммарных затрат. Доля первоначальных затрат уменьшается с увеличением стоимости электроэнергии.

Турбо-, винтовые и другие типы роторных компрессоров не требуют сооружения специального фундамента, что снижает разницу первоначальных затрат по сравнению с поршневыми компрессорами.

Кроме монтажа, ввод в эксплуатацию компрессора любого типа требует проведения определённого объёма пусконаладочных работ. Например, даже для компрессора небольшой производительности при вводе в эксплуатацию после визуального осмотра его состояния необходимо проверить: надёжность крепежа компрессора и других устройств (двигателя, защитного кожуха, приборов, муфт сцепления, нагнетательного и всасывающего трубопровода и др.), натяжение ремня (при наличии ременной передачи), электрическое подключение к сети, реле включения-отключения (при кратковременном режиме работы), реле перегрузки электродвигателя, исправность манометров и термометров, уровень масла, направление вращения электродвигателя, устройства автоматического управления, герметичность воздушных линий и масляных полостей. Затем провести проверку работы компрессора с замером параметров в режимах «Разгрузка» и «Нагрузка» или по программе в инструкции изготовителя. Для компрессоров большой производительности объём пусконаладочных работ значительно возрастает и часто проводится с привлечением изготовителя или специализированных организаций.

Оценку первоначальных затрат производят на основании данных стоимости компрессоров и вспомогательного оборудования, полученных от поставщиков, а также сметной стоимости работ по вводу в эксплуатацию, представляемой исполнителями.

Пример 4. Приведём экспертную оценку первоначальных затрат на приобретение

европейского качества двух вариантов основного оборудования компрессорной станции производительностью 80 м³/мин (без учёта затрат на монтаж, наладку и пуск, которые условимся считать их одинаковыми).

1 вариант. Станция с центробежным компрессором ≈ \$ 320000, градирней ≈ \$ 55000, установкой осушки ≈ \$ 45000. Всего ≈ \$ 420000;

2 вариант. Станция с 4 винтовыми компрессорами по 20 м³/мин 55000 x 4 = \$ 220000, установкой осушки ≈ \$ 45000, градирня не требуется. Всего ≈ \$ 265000.

Из приведённых данных видно, что 2 вариант комплектации станции винтовыми компрессорами предпочтительней, так как его стоимость меньше на ≈ \$ 155000. Кроме того, повышается надёжность подачи воздуха и снижаются энергозатраты.

Затраты по вводу компрессоров в эксплуатацию зависят от их типа, производительности, оснащённости средствами автоматики. При стоимости 1 н/ч работ по монтажу \$ (15 – 22), а пусконаладке \$ (25 – 32), они составляют \$ (400 – 1000) для монтажа и \$ (150 – 600) для пусконаладки. Приведённые данные затрат не относятся к компрессорам большой производительности и комплектным компрессорным установкам (последние поставляются изготовителями, как правило, готовыми для подключения в сеть).

Энергозатраты на производство сжатого воздуха – наиболее важный параметр, который необходимо учитывать при выборе компрессорного оборудования.

В общем случае стоимость этих затрат включает:

$$З_{\text{энк}} = З_{\text{нк}} + З_{\text{ох}} + З_{\text{др}}, \quad (2,9)$$

где $З_{\text{нк}}$ – энергозатраты на привод компрессора; $З_{\text{ох}}$ – энергозатраты на охлаждение компрессора; $З_{\text{др}}$ – энергозатраты на привод масляного насоса, системы подогрева масла, вентиляцию помещения, освещение и др. (обычно они составляют менее 2 %).

В зависимости от типа компрессора и других факторов, доля энергозатрат за 10 лет составляет (65 – 85)% от суммарных затрат. За срок эксплуатации компрессоров ≈ 10 лет они могут намного превысить все остальные затраты, включая и первоначальные, что можно аргументировать следующими данными. Экономия в (20 - 25)% на стоимости компрессора за срок службы 10 лет составляет около 3% от суммарных затрат на производство сжатого воздуха, а снижение энергозатрат на 30% – до 20%.

Энергоэффективные компрессоры предлагает фирма «Атлас Копко» [37]:

- компрессорные установки серии GA имеют диапазон регулирования (17 – 100)%, энергопотребление на 2% меньше по сравнению с лучшими аналогами других фирм. Значительно снижены энергозатраты на их охлаждение и осушку воздуха;

- винтовые воздушодувки ZS, по сравнению с трёхлопастными воздушодувками, эффективнее на 23,8% при давлении 0,05 МПа и на ≈ 40% – при давлении 0,09 МПа.

Винтовые компрессоры ALUP (Италия), по сравнению со стандартными компрессорами, обеспечивают экономию энергии на ≈ 24% при увеличении их стоимости на 3%.

В ряде случаев применение 2-х ступенчатых винтовых компрессоров «Nirvana» (компания Ingersoll Rand) вместо одноступенчатых сокращает потребление электроэнергии на (34 – 41)%;

Отметим, что технический уровень компрессоров фирмы Remeza (Белоруссия) не уступает аналогичным образцам фирм Западной Европы, а их стоимость ниже.

Высокий технический уровень имеют и компрессоры отечественного производства:

- компрессор Аэрком – 840/4,5 (ОАО «Казанькомпрессормаш») производительностью 840 м³/мин имеет меньшее удельное энергопотребление на (7 – 8)%, массу и габариты, чем аналогичные компрессоры классической схемы;

- винтовые компрессорные установки серии «Атлант» производительностью от 0,8 до 43,8 м³/мин с частотно-регулируемым приводом (Уральский компрессорный завод) обеспечивают до 30% снижение энергозатрат благодаря высокому к. п. д., лёгкости и надёжности регулирования производительности при изменении расхода в сети.

Примерно аналогичные параметры по энергосбережению имеют винтовые компрессорные установки типа ДЭН «Оптим» Челябинского компрессорного завода.

Не уступает по параметрам зарубежным компрессорам отечественный К 250-61-5.

Снижению энергозатрат также способствует:

- применение компрессоров с наименьшей потребляемой мощностью. В представленных на рынке компрессорах одного типа потребляемая мощность может отличаться до 20% малой, < 10% средней и большой производительности;

- исключение работы компрессоров при отсутствии потребности в сжатом воздухе;

- работа с нагрузкой компрессоров не менее (85 – 90)%;

- применение нескольких нерегулируемых компрессоров и одного регулируемого вместо одного большой производительности для пневмосистем: с резкими изменениями расхода воздуха или его изменением в диапазоне (20 – 80)% от максимальной производительности; с малой емкостью воздухохранилища; с небольшим количеством установленных компрессоров на станции;

- отказ от применения для компрессоров режима «работа-холостой ход-остановка», что исключает непроизводительное потребление энергии при холостом ходе до 25%;

- выбор системы охлаждения компрессора с минимальными энергозатратами;

- перевод работы оборудования с большим расходом воздуха (например, пневмомолотов) на время подачи электроэнергии по льготному тарифу;

- применение для компрессоров мощностью свыше (90 – 100) кВт устройств плавного запуска, обеспечивающих снижение пусковых токов, потребление энергии, нагрузку на электросеть и электродвигатель привода;

- замена кольцевых и дисковых клапанов в компрессорах на прямооточные, что увеличивает производительность до 10% и снижает удельный расход энергии на (13 – 15)%;

Примечание. Имеются данные, что применение энергоэффективных клапанов горного института (г. Екатеринбург) позволяет снизить удельный расход энергии на (1,5 – 2)% по сравнению с прямоточными и на $\approx 8\%$ – с кольцевыми пластинами.

- применение антифрикционных материалов для поршневых колец (вместо чугуновых) и сальников, что снижает удельный расход энергии на ≈ 3 кВт·ч на каждые 1000 м³;
- модернизация или замена морально устаревших винтовых компрессоров с маслоохладителями, потребляющих более 20% энергии;
- регулярная очистка решёток (или сеток) на входе в линию всасывания;
- снижение потерь давления во всасывающих, магистральных, разводящих, коммутационных линиях; в фильтрах, устройствах осушки и запорной арматуре пневмолиний.

При выборе компрессоров часто используют сравнение их по удельной мощности, которую ГОСТ 4.119 определяет как отношение потребляемой мощности на муфте компрессора при определённом значении давления нагнетания к его объёмной производительности в кВт/(м³/мин), приведённой к нормальным условиям (стандартной атмосфере) – $p_n = 101325$ Па (1,013 бар), $T = 293$ К = 0°C (иногда принимают $T = 20^\circ\text{C}$, что даёт разницу в объёме, по сравнению с $T = 0^\circ\text{C}$, $\approx 7\%$) и относительному давлению водяных паров равному нулю.

Значение удельной мощности определяется на выходе из компрессорной установки без учёта энергетических потерь на последующих участках пневмолиний. Её значение зависит от типа, давления нагнетания, производительности, качества изготовления и физического состояния компрессоров, вида привода и ряда др. факторов. Удельный расход энергии на валу компрессоров обычно снижается с увеличением их производительности.

Нормы удельного расхода электроэнергии различны для летнего и зимнего сезонов.

Отметим, что значение удельной мощности для аналогичных по типу, классу и параметрам компрессоров разных изготовителей может отличаться на (3 – 16)% [37].

При избыточном давлении (0,6 – 0,7) МПа и подаче (3 – 100) м³/мин, потребляемая удельная мощность современных компрессоров с учётом к. п. д. электродвигателя находится в диапазоне (4,7 – 7) кВт/(м³/мин), причём чем выше производительность, тем меньше значение потребляемой энергии. Для морально устаревших или физически изношенных компрессоров этот показатель на (25 – 30)% хуже.

Примечание. Эти данные не относятся к специальным компрессорам. Так, по ГОСТ 10393 для компрессоров подвижного состава производительностью > 20 м³/мин удельная мощность не должна превышать 8,3 кВт/(м³/мин).

При выборе винтовых компрессоров по удельной мощности следует учитывать частоту вращения ротора, так как чем она выше, тем хуже их параметры надёжности.

Производительность компрессоров обычно рекомендуется принимать выше реаль-

ной потребности: поршневых на (15 – 20)%; винтовых < 15%.

Отметим, что точный расчёт затрат следует проводить по реальным значениям потребляемой удельной мощности сравниваемых типоразмеров компрессоров и стоимости электроэнергии с учётом поправок в зависимости от нагрузки, температуры и давления всасываемого воздуха, давления нагнетания, износа и других факторов.

Энергозатраты на охлаждение компрессоров зависят от выбранного способа охлаждения (воздушного, водяного или термосифонного), давления нагнетания, погодных и др. факторов. Энергозатраты на охлаждении при давлении (0,8 – 1,0) МПа могут составлять от долей до 7% установленной мощности приводного двигателя компрессора. Широкий диапазон и затрат на техобслуживание системы охлаждения. Как правило, наименьшие суммарные затраты на охлаждение компрессоров с мощностью < 300 кВт обеспечиваются применением систем воздушного охлаждения.

Затраты на эксплуатацию компрессоров состоят из затрат на обслуживание, расходные материалы, запчасти и ремонт:

$$З_{эк} = З_{об} + З_p, \quad (2.10)$$

где $З_{об}$ – затраты на техобслуживание и расходные материалы; $З_p$ – затраты на запчасти и проведение ремонтных работ.

Затраты на обслуживание и расходные материалы зависят от периодичности, объёма и стоимости регламентных работ.

Приближённую оценку затрат на техническое обслуживание поршневых компрессорных установок можно провести по регламенту их обслуживания: ежедневно и при запуске необходимо проверять натяжение ремённой передачи (для исполнения с устройством автоматического натяжения ремней в этом нет необходимости) и уровень масла, очищать поверхности от загрязнений, продувать ресивер; через каждые 250 ч – очистить продувкой всасывающий фильтр, проверить надёжность резьбовых соединений, работоспособность предохранительного клапана, настройку давлений и утечек воздуха; каждые 500 ч – проверить всасывающий клапан и заменить масло (по рекомендации компании Dalgakiran при введении в эксплуатацию нового компрессора первую замену масла следует произвести через (100 – 150) ч работы, а использование новых синтетических СОЖ позволяет увеличить срок его замены в 4 раза); каждые 1000 ч – проверить состояние обратного клапана и уплотнений; каждые 2500 ч – разобрать и провести внутренний осмотр, заменить всасывающий фильтр; через год – провести очистку и гидравлическое испытание ресивера. Годовое обслуживание поршневых компрессоров составляет примерно (30 – 40)% их стоимости, а межсервисный интервал – (400 – 500) рабочих часов, что приводит к необходимости иметь резервные компрессоры.

Снижение производительности поршневых компрессоров за (3 – 5) лет может составить (25 – 30)%, а при низком качестве технического обслуживания – через ≈ 1 год.

Потребляемая мощность при этом может увеличиться на (10 – 15)% [27].

В перечень техобслуживания винтовых компрессоров входит: проверка и подтяжка резьбовых соединений через ≈ 2500 ч; регулярная и при запуске проверка натяжения ременной передачи, крепления проводов к магнитному пускателю, состояния всасывающего клапана, масляных прокладок и термической защиты электродвигателя; очистка радиатора; смазка клапана минимального давления; замена подшипников винтовой пары и электродвигателя (в сроки, оговоренные поставщиком).

Замену масла и фильтров в винтовых компрессорах производят через (2500 – 4000) ч работы, а суммарные затраты времени на их профилактическое обслуживание за этот период составляют до 10 ч. Рекомендуется проводить ежедневный контроль наличия и слива конденсата, уровня и состояния смазочного масла.

По мнению специалистов, межсервисный интервал винтовых компрессоров в (7 – 10) раз больше поршневых, а годовое техобслуживание обычно не превышает 6% их стоимости, что примерно 2 раза меньше, чем поршневых.

Снижение к. п. д. винтовых компрессоров за 2 года работы составляет (4 – 6)%.

Турбокомпрессоры, как и винтовые, требуют меньших затрат на техобслуживание по сравнению с поршневыми и пластинчатыми. Периодическое техобслуживание турбокомпрессоров предусматривает замену картриджей во всасывающем фильтре 1 раз в (9 – 12) месяцев, а масла – через (2 – 3) года (при этом восполняются потери масла). Полную разборку с ревизией и заменой изношенных элементов (зубьев шестерён, подшипников, уплотнений и др.) проводят через ≈ 40000 ч наработки, т. е. $\approx (5 – 6)$ лет. Затраты времени при этом составляют (2 – 4) дня.

Примечание. Фирма «COOPER TURBOKOMRESSOR» (США) гарантирует неограниченный срок службы радиальных подшипников ротора с инспекцией через 50000 ч. Удельное энергопотребление этих компрессоров $4,68 \text{ кВт}/(\text{м}^3/\text{мин})$ и не снижается в процессе эксплуатации [16, 17].

Для всех типов компрессорных установок рекомендуется ежесуточное проведение визуального осмотра и проверка крепёжных соединений, ременной передачи (при её наличии), периодическая регулировка натяжения ремней и их замена через 2 года отечественного и (5 – 6) лет зарубежного производства.

В затраты на обслуживание компрессорных установок всех типов входит также контроль ряда параметров (например, давления и температуры сжатого газа, охлаждающей воды и масла в системе смазки, уровня масла, силы тока электропривода).

Отметим, что применение ряда сортов синтетических масел позволяет: снизить трение, способствуя увеличению интервалов техобслуживания и надежности компрессоров; уменьшить затраты на утилизацию конденсата благодаря более лёгкому разложению их на воду и масло.

Стоимость сервисного обслуживания компрессоров отечественными изготовителя-

ми (7 – 15)% от их цены, что \approx 2 раза ниже, чем зарубежными фирмами – (15 – 30)%.

Затраты на ремонт включают стоимость запчастей и проведение ремонтных работ. Для поршневых компрессоров – это замена поршневых колец, подшипников, клапанов, сальников и других деталей, обычно выполняемая обслуживающим персоналом предприятия.

Капитальный ремонт этих компрессоров проводят через (9 – 16) тыс. часов работы (зависит от условий эксплуатации, качества изготовления и техобслуживания), а его стоимость составляет до 15% от цены нового.

Срок службы мембранных компрессоров зависит от режима и условий эксплуатации и может достигать более 20000 ч при длительном режиме работы, а периодический режим сокращает долговечность. Замену металлических мембран проводят через (3000 – 15000) ч.

В пластинчатых компрессорах необходима частая замена пластин, очистка от нагара и устранение других неполадок, что достаточно сложно для обслуживающего персонала предприятий и обычно выполняется специализированными фирмами. Затраты на их техобслуживание превышают затраты на поршневые компрессоры.

Винтовые компрессоры не имеют быстро выходящих из строя элементов, поэтому они более приспособлены к длительным периодам непрерывной работы. Их обслуживание и ремонт проводят в сроки по регламенту, что особенно важно для условий непрерывного режима работы. Замену винтовой пары проводят через (30000 – 60000) ч наработки, а затраты при этом составляют (50 – 60)% стоимости нового компрессора. Эта замена выполняется изготовителем или специализированными организациями. Высокая надёжность винтовой пары не гарантирует выход из строя компрессоров из-за поломок других узлов и деталей, в т. ч. электрических. Практики советуют реально оценивать надёжность винтовых насосов (например, поставщики указывают ресурс винтовой пары более 40000 ч, а гарантию – на 1 год, что составляет 9000 ч).

В турбокомпрессорах нет быстро выходящих из строя элементов. Затраты на их ремонт включают замену уплотнений, картриджей на всасывании и маслофилтра, масла.

Общие рекомендации по применению компрессоров.

1. При требованиях высоких классов чистоты сжатого воздуха и минимальных затрат на очистку [37, 100]:

- воздухоудки для пневмосистем с давлением до 0,2 МПа; турбокомпрессоры для пневмосистем с давлением до 1,0 МПа (центробежные при расходе воздуха (100 – 500) м³/мин и осевые при расходе воздуха > 500 м³/мин и работе на расчётном режиме с отклонением не более 10% имеют к. п. д. выше центробежных);
- современные водонаполненные винтовые компрессоры для пневмосистем с непрерывным расходом воздуха < 500 м³/мин и рабочим давлением \leq 1,3 МПа. В одноступен-

чатом исполнении они обеспечивают сжатие до 1,3 МПа с повышением температуры сжатого воздуха на $< 12^{\circ}\text{C}$, что позволяет исключить необходимость охлаждения компрессора (удаление циркуляционной воды из нагнетаемого воздуха производят влагоотделителями и осушителями). Они на $\approx 20\%$ снижают энергозатраты по сравнению с винтовыми компрессорами сухого сжатия;

- спиральные компрессоры для пневмосистем с постоянным расходом воздуха до $5 \text{ м}^3/\text{мин}$ и рабочим давлением $< 0,8 \text{ МПа}$;
- «безмасляные» винтовые компрессоры для пневмосистем с относительно небольшим постоянным расходом воздуха и давлением до $0,6 \text{ МПа}$. Отметим, что их объёмный к. п. д. на $(8 - 11)\%$ ниже масляных винтовых компрессоров, значительно хуже и параметры надёжности. Утверждение изготовителей компрессоров этого исполнения о том, что удельная потребляемая мощность меньше, чем «масляных», спорно;
- «безмасляные» поршневые компрессоры профессиональной серии (например, фирмы Dalgakiran, обеспечивающие работу без техобслуживания до 4000 ч) для пневмосистем с расходом воздуха до $1,5 \text{ м}^3/\text{мин}$ и рабочим давлением выше $0,6 \text{ МПа}$;
- мембранные компрессоры для пневмосистем с расходом воздуха до $16 \text{ м}^3/\text{мин}$ и рабочим давлением $> 1,5 \text{ МПа}$.

Внимание! Применение «безмасляных» компрессоров, по сравнению с «масляными», позволяет исключить затраты на приобретение масла, маслофильтров и их обслуживание, но не гарантирует отсутствие масла в сжатом воздухе. При их применении причиной наличия масла в сжатом воздухе является загрязнённость всасываемого воздуха, а фильтры на линии всасывания (даже с тонкостью фильтрации $\geq 3 \text{ мкм}$) не задерживают углеводороды и масла. Содержание аэрозолей и паров углеводородов во всасываемом воздухе промышленных зон обычно составляет $(0,5 - 15) \text{ мг}/\text{м}^3$, а в сильно загрязнённом маслом воздухе ряда производств концентрация его паров и аэрозолей может быть $> 10 \text{ мг}/\text{м}^3$. Кроме того, аэрозоли и пары масел могут вноситься масляными фильтрами на линии всасывания. Следовательно, при жёстких требованиях к ограничению масла в сжатом воздухе, необходимо применять устройства очистки от масел как для масляных, так и для «безмасляных» компрессоров. А решение о применении одного из видов этих компрессоров следует делать по результатам сравнения по суммарным затратам, а не только затратам на очистку сжатого воздуха.

2. В производствах с оборудованием, функционирующим на сжатом воздухе с давлением выше $2,5 \text{ МПа}$, обычно используют многоступенчатые поршневые компрессоры. Отметим их высокую стоимость и эксплуатационные затраты. Так, компрессор с давлением нагнетания 4 МПа и производительностью $10 \text{ м}^3/\text{мин}$ стоит $> \$100\,000$, а затраты на замену только клапанов, воздушного и масляных фильтров, маслосъёмных и компрессорных колец через $\approx 4000 \text{ ч}$ работы составят около 10% его стоимости. Кроме того,

для них необходим мощный фундамент и водяное охлаждение.

Лучшим решением для потребителей с этим уровнем давления в ряде случаев (например, при производстве ПИИТ-тары) может быть применение дожимающих компрессоров (бустеров), обладающих более высокими параметрами надёжности и меньшими суммарными затратами. Они обычно не нуждаются в водяном охлаждении. Воздух на их вход поступает из магистрали или от винтовых компрессоров.

3. Для прерывистого характера режима работы и производительности до $1,5 \text{ м}^3/\text{мин}$ поршневые компрессоры обычно предпочтительней по суммарным затратам (винтовые компрессоры для этих условий обеспечивают меньшие энергозатраты, но из-за их высокой стоимости суммарные затраты обычно больше).

4. Для комплектации предприятий (например, средних и крупных станций автосервиса) с режимом постоянной 2-х и 3-х сменной работы, расходом воздуха в диапазоне от 50 до $200 \text{ м}^3/\text{мин}$ и его изменением до 50% от максимального, рационально применять винтовые компрессоры с частотным регулированием. Это позволит избавиться от установки воздухохранилищ, повысить надёжность подачи воздуха, уменьшить уровень шума и использовать тепло охлаждения компрессоров.

Приведём усреднённые данные сравнения суммарных затрат ($Z_{\text{ск}}$) при применении компрессоров регулируемых (РК) и нерегулируемых (НК) для ряда областей:

- при 3-х сменном режиме работы с большим расходом воздуха потребителями в дневные смены и (30 – 35)% от максимального в ночную смену и выходные затраты составляют: первоначальные ($Z_{\text{ок}}$) с РК – $\approx 15\%$, с НК – 10%; электроэнергии ($Z_{\text{эл}}$) с РК – (45 – 50)%, с НК – (80 – 82)%; эксплуатационные ($Z_{\text{эк}}$) с РК – (8 – 10)% и НК – (7 – 8)%. Просуммировав эти затраты можно убедиться в том, что применение РК в этих системах снижает суммарные затраты на (25 – 29)% [37];

- при 2-х сменном режиме работы и изменением потребления сжатого воздуха на (30 – 35)%, снижение суммарных затрат ($Z_{\text{ск}}$) при использовании РК составит (25 – 30)%, а с относительно стабильным потреблением до 60% от максимального – (12 – 15)%.

Примечания. 1. При выборе регулируемого компрессора следует выяснить значение минимальной подачи, при которой обеспечивается оптимальный тепловой режим работы. 2. При работе регулируемого компрессора в режиме полной нагрузки энергопотребление может быть на (3 – 5)% выше (из-за потерь в преобразователе частоты и электродвигателе), чем у нерегулируемого. 3. При требовании недопущения прекращения подачи воздуха в системы по п. 4, рекомендуют применять несколько нерегулируемых компрессоров с загрузкой не менее (80 – 85)% на каждой из ступеней подачи. Наличие резервного регулируемого компрессора для этого случая увеличивает первоначальные затраты, которые обычно не окупаются снижением энергопотребления.

5. Для покрасочных работ (в зависимости от требований к их качеству, виду, объёму и режиму) обычно применяют следующие компрессоры:

- для периодической покраски заборов, оград, ворот гаражей и др. поверхностей без

требований к качеству подходят недорогие «масляные» поршневые компрессоры производительностью (40 – 80) л/мин, давлением 0,8 МПа с ресивером ёмкостью (20 – 60) л и центробежным фильтром для удаления загрязнителей;

- для большого объёма работ покраски с повышением её качества (например, фасадов, стен и дверей зданий) используют «масляные» поршневые компрессоры профессиональной и полупрофессиональной серий производительностью (120 – 220) л/мин, давлением (0,8 – 1,0) МПа, ёмкостью ресивера (100 – 400) л. Очистка воздуха обеспечивается фильтрами и рефрижераторными осушителями;

- для производств с непрерывным режимом покраски высокого качества применяют винтовые водонаполненные и «безмасляные» (иногда и «масляные») компрессоры с комплектацией их установками осушки и высокоэффективными фильтрами.

Дополнительная информация о конструкциях, выборе и рациональным областям применения компрессоров приведена в [1, 12, 14, 16, 27, 29, 34, 37, 39, 63, 70, 73, 75, 78, 80, 81, 85, 87, 89, 97].

Выбор способов и средств охлаждения компрессоров. Большая часть работы сжатия в компрессорах превращается в тепло и нагревает их (повышается температура и в помещении), что негативно влияет на надёжность и эффективность работы. Для компрессорных установок, включая приводной двигатель, применяют воздушное (естественное или принудительное), водяное и термосифонное охлаждение.

Естественное воздушное охлаждение обеспечивается окружающим компрессор воздухом, который нагреваясь поднимается вверх и через вытяжное отверстие выходит из помещения. Отдаваемое тепло можно использоваться в холодную погоду для обогрева помещения, где установлен компрессор. Этот вариант воздушного охлаждения не требует затрат и применяется для поршневых, винтовых и других типов компрессоров мощностью до 5,5 кВт при работе в окружающей среде с температурой (2 – 25)°С.

Внимание! Следует помнить, что использование этого способа при высокой температуре окружающего воздуха, солнечном нагреве, продолжительном режиме работы компрессоров может привести к их перегреву и выходу из строя.

Принудительное воздушное охлаждение компрессорных установок направленным потоком воздуха и регулированием термостатом температуры воздуха в помещении в холодную погоду выполняют в следующих вариантах:

- с **вентилятором в вытяжном проёме помещения** применяют для компрессоров мощностью (5 – 11) кВт и менее 5 кВт для условий работы в окружающей среде с температурой (2 – 25)°С;

- с **вентилятором компрессорной установки** применяют при приводной мощности от 11 до 300 кВт (последнее значение соответствует производительности до 50 м³/мин при давлении 0,7 МПа). Наблюдается тенденция применения этого охлажде-

45

ния и для большей мощности. Его преимущества: сокращение объёма охлаждающего воздуха и потребления энергии, возможность рекуперации тепла нагретого воздуха. Для исключения сильного понижения температуры в компрессорной в холодную погоду, в вытяжном канале устанавливают жалюзи для направления части потока нагретого воздуха в помещение. Наиболее оптимален этот вариант для применения в современных винтовых компрессорных установках;

• **подачей вентилятором воздуха по каналам в зону пола под компрессорные установки с вытяжкой его из помещения через проём сверху** применяют для компрессоров мощностью от 5 до 300 кВт отдельно или в сочетании с описанными выше вариантами воздушного охлаждения при высокой температуре окружающего воздуха.

Требования и рекомендации по принудительному воздушному охлаждению:

- воздух для охлаждения компрессоров должен быть чист и холоден, его забор производят в чистой зоне (или устанавливают фильтр) теневой стороны здания;
- размер и расположение всасывающего проёма должны исключать попадание воды в воздухопроводы (при малых размерах проёма, из-за высокой скорости всасываемого воздуха в него может попадать влага осадков);
- при температуре наружного воздуха ниже $+(2 - 3)^{\circ}\text{C}$ необходимо перекрывать всасывающий проём или воздухопровод с помощью жалюзи;
- для обеспечения хорошего охлаждения и исключения значительного разрежения воздуха в помещении, площадь проёма для поступления охлаждающего воздуха должна быть $\approx 0,025 \text{ м}^2$ на 1 кВт мощности компрессора. Следует учитывать, что установка фильтра и жалюзи в проёме уменьшают его проходное сечение на $(25 - 50)\%$;
- если тепло при воздушном охлаждении не используется для отопления компрессорной, то температурный режим в ней поддерживают выбросом тёплого воздуха из помещения вентилятором, устанавливаемом в вытяжном проёме под потолком над компрессорами. При допустимом превышении температуры на 10°C , производительность вентилятора определяют по приближённой формуле:

$$Q_v = N_k / (8 - 12), \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.11)$$

где N_k – тепловая нагрузка в помещении компрессорной, кВт (мощность на валу компрессора и вспомогательного оборудования в компрессорной). Меньшие значения числового коэффициента в знаменателе принимают при необходимости более интенсивного охлаждения.

При воздушном принудительном охлаждении основную часть эксплуатационных затрат составляет стоимость потребляемой электроэнергии на привод вентиляторов, значение которой составляет около $(1,5 - 2)\%$ от стоимости энергии привода компрессора, а в системе с промежуточным теплоносителем с закрытым контуром – $0,5\%$ [27].

В компрессорных установках с регулированием частоты вращения вентиляторов (в

зависимости от требуемого охлаждения) потребление электроэнергии меньше на (20 – 40)% по сравнению с применением вентиляторов с постоянной скоростью. Это особенно важно учитывать для компрессоров большой мощности.

Правильный выбор принудительного воздушного охлаждения позволяет снизить затраты по сравнению с водяным. Экономия при переходе на воздушное охлаждение компрессоров достигается за счёт исключения затрат на очистку воды и трубопроводов её подачи, подпитку системы водоснабжения, оплату персонала обслуживания градирни. Кроме этого, можно использовать отводимое от компрессоров тепло для отопления помещений, нагрева воды, получения холода и др. нужд.

Для компрессорных станций и установок большей мощности используют водяное охлаждение с открытой или закрытой циркуляцией воды. Суммарные затраты водяного охлаждения выше воздушного и зависят от вида системы охлаждения и ряда факторов.

Коротко об основных видах водяных систем охлаждения компрессоров.

В замкнутой системе охлаждение обеспечивается хорошо очищенной и смягченной водой, циркулирующей между компрессором и охладителем. В охладителе нагретая вода охлаждается водой или воздухом, нагнетаемом вентилятором. Достоинством системы является высокая надёжность и низкие затраты на техобслуживание. При жёстком ограничении подачи воды обычно применяют систему с воздушным охладителем. Её недостатки – необходимость фильтрации воздуха для исключения быстрого загрязнения поверхности охлаждающих элементов и меньшая эффективность охлаждения по сравнению с водяным охлаждением. Система с водяным охлаждением требует более высоких капитальных и эксплуатационных затрат.

В открытой системе с циркуляцией воды охлаждение компрессора обеспечивает водой из резервуара градирни с возвращением её в градирню для охлаждения и повторного использования. Воду в градирне необходимо пополнять из-за испарения и утечек. Эту систему применяют при ограничении подачи воды на предприятие. Основные недостатки этой открытой системы: большие капитальные и эксплуатационные затраты; сложности обслуживания в зимний период из-за возможности замерзания воды при отключении компрессоров; необходимость очистки воды для эффективного охлаждения компрессора и её в градирне.

В открытой системе без циркуляции воды компрессор охлаждается подачей воды из скважины, водопровода или водоёмов с сбросом её в дренаж после использования. Достоинства этой системы: низкая стоимость сооружения и обслуживания, более высокая эффективность охлаждения по сравнению с закрытой и открытой системами с циркуляцией воды. Недостатки: большие затраты из-за высокой стоимости водопроводной воды или необходимости очистки воды при заборе из водоёмов.

Термосифонное охлаждение масла винтовых компрессоров производят в пластин-

чатых теплообменниках с жидкими хладагентами. Их достоинства – высокая эффективность, относительно небольшие габариты и меньшие эксплуатационные затраты. Недостаток – сложность выбора из-за необходимости точного учёта целого ряда параметров функционирования компрессорной установки. Ошибки в выборе и монтаже снижают эффективности и надёжность этого вида охлаждения.

В поршневых компрессорах охлаждение масла обычно происходит в картере.

Выбор вида системы охлаждения проводят сравнением по суммарным затратам. Отметим, что правильный выбор системы охлаждения в сочетании с утилизацией отводимого тепла может сократить затраты на производство воздуха на 35%.

Подробнее о системах охлаждения компрессоров см. [12, 27, 29, 37, 38, 39, 41, 89, 97].

Способы регулирования подачи компрессоров. По требованию к подаче сжатого воздуха, пневмосистемы можно условно разделить на две группы:

- с подачей постоянного количества воздуха при переменном давлении (например, в доменные печи, вагранки, системы аэрации и ряд аппаратов химического производства);
- с подачей воздуха постоянного давления при переменном расходе.

Изменение режима работы компрессоров принято называть в первом случае регулированием на постоянную подачу, во втором – на постоянное давление.

В системах с подачей постоянного количества воздуха при переменном давлении, как правило, используют турбокомпрессоры, рабочая характеристика которых позволяет наиболее эффективно и надёжно обеспечить этот вид регулирования.

Выбор типа компрессора и способа регулирования производительности для систем с подачей воздуха постоянного давления при переменном расходе значительно сложнее.

Потребность в сжатом воздухе предприятия зависит от режима работы его подразделений и оборудования; сменности; графика техобслуживания и ремонта оборудования и др. факторов. Например, если принять потребность в сжатом воздухе на 1 смене машиностроительных и сборочных предприятиях за 100%, то на 2 смене она обычно составляет (30 – 60)%, а в 3 смене – (10 – 30)%. Расход воздуха потребителями на протяжении только одной смены может изменяться в диапазоне (20 – 100)% от максимального.

Указанные выше обстоятельства диктуют необходимость выбора оптимального способа регулирования производительности компрессорных станций и установок, что может обеспечить снижение энергопотерь на (10 – 15)%.

Приведём сведения о способах регулирования подачи компрессоров [1, 12, 14, 16, 29, 37, 38, 39, 41, 63, 65, 66, 70, 76, 73, 89, 97].

Регулирование производительности турбокомпрессоров изменением параметров потока на входе с помощью лопаточного направляющего аппарата обеспечивает регулирования в диапазоне (60 – 100)% от номинальной производительности, удельная

мощность компрессора сохраняется, т. е. потребляемая им мощность уменьшается пропорционально снижению подачи. Удельная потребляемая мощность компрессоров этого типа в диапазоне эффективного регулирования $\approx 0,082 \text{ кВт/м}^3$. Регулирование является непрерывным, малоинерционным и может осуществляться по датчику давления, установленному в сети, что позволяет отказаться от применения редукционных клапанов. Точность поддержания в сети давления $\approx 0,01 \text{ МПа}$, что находится на уровне значения точности редукционных клапанов.

Регулирование производительности компрессора периодическим прекращением на определённый период подачи воздуха в сеть осуществляется остановкой приводного двигателя или отсоединением его от компрессора. Первый способ применяют при относительно небольшой производительности поршневых, мембранных, пластинчатых и спиральных компрессоров с приводной мощностью до 5 кВт. Его основное преимущество – отключение компрессора прекращает расход энергии. Недостаток – толчки тока в сети при запуске, которые можно уменьшить увеличением объёма воздухохранилища.

Достоинство способа отсоединения компрессора от двигателя – запуск компрессора не вызывает больших толчков тока в сети, как при способе с остановкой, а недостаток – потери до 20% энергии на холостое вращение двигателя. Этот способ применяют для электродвигателей (обычно синхронных) мощностью свыше 5 кВт.

Регулирование производительности путём перевода компрессора на холостой ход можно обеспечить 3 способами (условимся обозначать их А, Б и В).

А). Сбросом нагнетаемого воздуха при достижении в сети максимального давления через 2-х линейный распределитель, управляемый сигналом датчика давления в сети. Распределитель устанавливают перед обратным клапаном, выход из которого соединён с сетью. Давление сброса близко к атмосферному, что сокращает потребление энергии.

Б). Полным или частичным перекрытием всасываемого воздуха. Недостатки: большие потери энергии при холостом ходе и невозможность обеспечить широкий диапазон регулирования подачи. Потребляемая удельная мощность с уменьшением производительности компрессора увеличивается. Так, при производительности 60% от номинальной, суммарная потребляемая мощность составит $\approx 70\%$, а удельная – (115 – 118)% от номинальной. В винтовых компрессорах при полном перекрытии всасывания винтовой блок вращается в вакууме, потребляя $\approx 25\%$ от номинальной мощности.

Регулирование производится дискретно по сигналу датчика давления, что приводит к необходимости установки большого воздухохранилища для снижения пульсации.

Этот способ применяют только в случае необходимости переключения компрессора с частотой выше допустимой для приводного электродвигателя.

В). Сочетанием способов А и Б (сброса и дросселирования). По достижении максимального давления в сети, датчик перекрывает клапан впуска (оставляя лишь малое от-

верстие) и переключает распределитель на сброс. Достоинства: широкий диапазон регулирования; незначительное потребление энергии при разгрузке.

Способы А, Б и В обычно применяют для компрессоров малой производительности.

Регулирование производительности путём разгрузки компрессора с последующей остановкой двигателя применяют при приводной мощности выше 5 кВт. Этот способ обеспечивает достаточно широкий диапазон регулирования производительности при низких потерях энергии. Для разгрузки компрессора применяют разные способы (например, указанный выше способ А).

Регулирование производительности бесступенчатым и ступенчатым изменением частоты вращения компрессоров.

Регулирование частоты вращения компрессоров большой производительности с приводом от паровых и газовых турбин можно обеспечить в диапазоне от 100 до 25%, но работа на пониженных частотах вращения снижает к. п. д. турбин.

В компрессорных установках с приводным двигателем внутреннего сгорания регулирование производительности обычно лежит в диапазоне от 100 до 60%.

Частотное регулирование электродвигателями с плавным изменением частоты вращения винтовых компрессоров широко применяется в странах, где государство поддерживает капиталовложения в энергосберегающие технологии. Так, в Бельгии до 50% винтовых компрессоров мощностью (30 – 90) кВт поставляются с частотным приводом.

В отечественной промышленности компрессоры с частотным регулированием применяются мало из-за их высокой стоимости и ряда недостатков (неустойчивая работа и перегрев электромотора при работе на малой производительности; увеличение потерь из-за перетекания воздуха внутри винтового блока при снижении частоты его вращения; увеличение паразитной мощности на закручивание воздуха в винтовом блоке при увеличении частоты вращения). В последнее время поставщики говорят о полном или частичном устранении этих недостатков, но практики рекомендуют при покупке установок с частотным регулированием запросить у изготовителя полную информацию не только о преимуществах, но и недостатках этого способа регулирования.

Примечания. 1. По данным ЗАО «ЧКЗ» применение винтового компрессора с частотным регулированием типа ДЭН «Оптим» позволяет: поддерживать давления в сети с точностью 0,01МПа, что обеспечивает снижение энергопотерь до 30%; снизить нагрузку на электросеть; повысить параметры надёжности за счёт работы компрессора с пониженной частотой вращения. 2. Если регулирование производительности обеспечивается несколькими компрессорами, то в их составе достаточно иметь только один регулируемый.

Принимая решение о применении компрессорных установок с частотным регулированием, следует учесть следующее: стоимость их выше нерегулируемых в (1,3 – 1,6) раза, а отдача от снижения энергозатрат обычно наступает не ранее, чем через 2 года; к. п. д.

этих установок при регулировании производительности не остается постоянным из-за изменения на (8 – 12)% к. п. д. электродвигателя, наличия потерь в частотном преобразователе и нелинейном изменении потребляемой мощности компрессора; в диапазоне производительности (60 – 150) м³/мин винтовые компрессоры с частотным приводом обычно эффективнее центробежных. Наиболее экономичным по энергозатратам является диапазон регулирования (40 – 70)%; при регулировании подачи в пределах от 20% до 80% от полной нагрузки компрессор с частотным приводом рекомендуется использовать в паре с нерегулируемым винтовым компрессором; при минимальной производительности винтовой компрессор может работать не на оптимальном тепловом режиме.

Внимание! *Неправильное использование компрессоров с частотным регулированием (малая нагрузка, нерациональный диапазон регулирования и др.) может привести не к снижению, а повышению непроизводительных энергопотерь.*

Поршневые компрессоры с частотным регулированием применяются редко, так как этот способ регулирования может привести к появлению скачков давления в сети.

Поршневые компрессоры малой мощности могут поставляться со ступенчатым регулированием подачи путём переключения шкивов передачи.

Есть и другие способы регулирования производительности (например, увеличением «мёртвого» объёма полости сжатия), но они редко применяются в промышленности.

Выбор вида привода компрессоров. Для привода компрессоров применяют электрические, бензиновые и дизельные двигатели, паровые и газовые турбины. Выбор вида привода производят с учётом: производительности и места функционирования компрессора; наличия электросети; энергобаланса предприятия; вида компрессорной установки (стационарной, передвижной, встроенной), требований регулирования производительности, времени включения и отключения, безопасности и др.

Для привода турбокомпрессоров с мощностью >12000 кВт используют паровые и газовые турбины с редукторной передачей, что позволяет уменьшить энергозатраты. Так, применение паровой турбины для привода турбокомпрессоров производительностью более 1500 м³/мин с требованием плавного регулирования подачи позволяет уменьшить энергозатраты на (35 – 42)% по сравнению с электроприводом (например, замена на Саткинском чугуноплавильном заводе турбокомпрессора с э/приводом на турбокомпрессор «Siemens» с паровым приводом уменьшила энергозатраты на 30% [37].)

Турбокомпрессоры мощностью до 12000 кВт с электроприводом применяют для систем с постоянным расходом воздуха, так как регулирование их производительности путём изменения частоты вращения приводит к энергопотреблению на (12 – 25)% выше, чем приводом паровыми и газовыми турбинами. Но стоимость техобслуживания электропривода значительно ниже турбин. По этой причине выбор вида привода для турбо-

компрессоров необходимо проводить при технико-экономическом расчёте, учитывая стоимости (первоначальную и техобслуживания), энергозатрат при постоянной и регулируемой частоте вращения и другие факторы.

Удельный расход на производство 1000 м^3 воздуха в зависимости от давления, производительности и типа компрессора, вида привода и системы охлаждения, составляет: $(25 - 100) \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ – электроэнергии; $(16 - 42) \text{ кг}$ – условного топлива.

Передвижные компрессорные установки малой и средней производительности для работы в местах, где нет возможности подключения к электросети, комплектуются бензиновыми или дизельными двигателями.

Привод компрессоров ряда транспортных машин специального назначения (например, автомобильных муковозов) осуществляется двигателем этих машины через передаточный вал. Имеются исполнения передвижных компрессорных установок с приводом от вала отбора мощности трактора, которые применяют при аварийных работах коммунальные и дорожные службы.

Для приводов большей части компрессоров используются электрические двигатели (далее – электродвигатели), которые по сравнению с приводами других видов (двигателями внутреннего сгорания, паровыми и газовыми турбинами) имеют следующие преимущества: высокая надёжность; простота конструкции и низкая трудоёмкость обслуживания; минимальный разброс и точность удержания выходных параметров; высокая скорость и лёгкость включения и отключения; хорошие возможности для дистанционного управления, что позволяет легко автоматизировать работу компрессоров; отсутствие вредных выбросов и безопасность, дающая возможность использовать компрессоры в рабочих зонах и помещениях.

Для передачи крутящего момента от электродвигателя на вал компрессоров используется коаксиальный (прямой) или ременной привод. В прямом приводе соединение вала двигателя с валом компрессора осуществляется жёсткими (глухими) или упругими муфтами. При применении жёстких муфт необходимо обеспечить высокую точность соосности валов, что повышает трудоёмкость монтажа. Упругие муфты допускают незначительные перекосы и смещения осей валов.

В ременном приводе передача крутящего момента осуществляется с использованием шкивов и ремней. Как правило, частота вращения при этом понижается, что уменьшает износ пар трения, шум и температуру нагнетаемого воздуха.

Коаксиальный привод, по сравнению с ременным снижает потребление электроэнергии на $(2 - 5)\%$, габариты и массу. Основными недостатками этого привода являются риск выхода из строя электродвигателя из-за возможной поломки компрессора и более высокие затраты на техобслуживание.

Ременной привод более надёжен, имеет меньший уровень шума и динамические на-

грузки при запуске (благодаря проскальзыванию ременной передачи).

Остановимся на выборе электродвигателей для компрессоров, что представляет наибольший интерес для специалистов предприятий, так как выбор двигателей внутреннего сгорания для передвижных компрессорных установок и механических передач в транспортных машинах производят их изготовители, а паровых и газовых турбин для мощных компрессоров – специализированные организации.

Выбор электродвигателей проводят с учётом: напряжения; мощности на валу компрессора и трансформатора, от которого питается двигатель; частоты вращения компрессора; вида передачи и передаточного числа; типа компрессора (поршневого, винтового и др.); расхода электроэнергии на требуемом режиме эксплуатации и других факторов. Приведём ряд сведений и рекомендаций для их выбора из работы [76].

Электродвигатели компрессорных установок малой и средней производительности, как правило, получают питание от однофазной сети переменного тока предприятия, а большой – от трёхфазной. В ряде случаев, для электродвигателей с регулируемой частотой вращения используют постоянный ток.

При выборе электродвигателя значение имеет его *механическая характеристика* (зависимость частоты вращения электродвигателя от развиваемого им момента), которая может быть *жёсткой* и *мягкой*.

Жёсткая, когда при изменении момента электродвигателя его частота вращения изменяется незначительно. **Мягкая**, когда при изменении момента электродвигателя происходит значительное изменение его частоты вращения.

Номинальная мощность электродвигателей должна соответствовать расчётному режиму работы компрессоров, но при их работе в тяжёлых условиях эксплуатации или плохой вентиляции двигателя рекомендуется выбирать с запасом мощности (например, для винтовых и турбокомпрессоров рекомендуется запас $\approx 15\%$).

Для привода компрессоров с небольшой мощностью выбирают двигатели **асинхронные** (обычно короткозамкнутые), а с мощностью свыше 100 кВт – **синхронные**.

При длительном режиме работы турбокомпрессоров с постоянной равномерной нагрузкой или с небольшими случайными пиками применяют асинхронные двигатели, обладающие жёсткой механической характеристикой. Для поршневых компрессоров с графиком переменной нагрузки периодического характера используют двигатели с мягкой механической характеристикой.

Асинхронные и синхронные двигатели, применяемые для привода поршневых компрессоров, отличаются принципом действия и особенностями запуска. Из двигателей асинхронного типа обычно применяют более надёжные и экономичные с короткозамкнутым ротором. У этих электродвигателей, непосредственно включаемых в сеть, пусковой момент выше номинального. Так, при их мощности до 30 кВт пусковой ток больше

номинального в (5 – 5,5), а пусковой момент в ≈ 2 раза выше номинального, а у более мощных двигателей пусковой ток $\approx (3 – 3,5)$ раза больше номинального и соответственно меньше пусковой момент.

Если по мощности электрической сети непосредственное включение недопустимо, двигатели средней мощности включают с переключением сначала «на звезду», а по достижении номинальной частоты вращения – «на треугольник», а большой мощности – через пусковой трансформатор или последовательным включением частей статорной обмотки. При включении статорной обмотки «на звезду» пусковые ток и момент уменьшаются в три раза. Однако при переключении со «звезды» на «треугольник» снова возникает кратковременный "скачок" тока, близкий по значению "скачку" при непосредственном включении. При включении через пусковой трансформатор напряжение снижают до значения, необходимого двигателю для создания пускового момента. По достижении номинальной частоты вращения происходит автоматическое включение двигателя непосредственно в сеть.

Способ последовательного включения частей обмотки проще, дешевле и безопаснее. При этом способе каждая фаза обмотки статора разделена на две половины, и пуск происходит при включении одной половины обмоток. Вторая половина обмоток включается при достижении номинальной частоты вращения. При таком запуске пусковые ток и момент снижаются примерно до 0,6 от их значения при непосредственном включении, что достаточно для нагруженного компрессора.

Асинхронные двигатели с фазным ротором применяют в случаях маломощной сети или привода компрессора с очень большим маховиком. В отличие от короткозамкнутых, они имеют ротор с трёхфазной обмоткой и контактные кольца со щётками. При его запуске включают в цепь ротора пусковой или регулировочный реостат, сопротивление которого выбирают таким, чтобы пусковой ток был не более чем (1,5 – 2) раза выше номинального (в отдельных случаях был равен номинальному). При этом значение вращающего момента близко к номинальному, и по мере разгона момент снижается, но с переключением реостата на меньшее сопротивление восстанавливается. Когда двигатель достигает номинальной частоты вращения, пусковой реостат выключают, и концы обмотки ротора замыкают накоротко. Процесс пуска закончен, двигатель работает как короткозамкнутый с значительным сопротивлением фазного ротора и большими в нём потерями. Недостатки электродвигателей этого типа: меньший к. п. д., сложность пусковых и регулирующих устройств, относительно высокая стоимость, необходимость тщательного ухода за контактными кольцами и щётками.

У синхронных двигателей ротор выполнен с полюсами, несущими обмотку возбуждения, статор имеет трёхфазную обмотку. Для возбуждения к полюсам ротора через щётки и контактные кольца подводится постоянный ток. Ротор, снабжённый коротко-

замкнутой синхронной обмоткой для пуска, упруго связан магнитными силами с полем статора и имеет скорость вращения магнитного поля, т. е. вращается синхронно с ним. Ток возбуждения полюсов ротора включается, когда ротор достигает полного асинхронного числа оборотов (около 95 % от номинального) и двигатель входит в синхронный режим. Значение пускового тока этих двигателей равно (5,0 – 6,5) номинального. Как и у короткозамкнутых асинхронных двигателей, пусковой ток можно снизить примерно вдвое путём включения сначала только половины асинхронной пусковой обмотки статора или включением двигателя через пусковой трансформатор. Для возбуждения полюсов синхронных двигателей применяются генераторы постоянного тока. При избыточном возбуждении полюсов синхронный двигатель становится генератором безваттной мощности (опережающий ток с компенсирующим $\cos \varphi$), а при недостаточном возбуждении – поглощает её (запаздывающий ток). Способность работать при $\cos \varphi = 1$ или даже быть источником безваттной мощности и улучшать $\cos \varphi$ в сети является основным преимуществом синхронных двигателей, которое оправдывает их применение несмотря на высокую стоимость и сложность обслуживания. Их к. п. д. повышается с увеличением мощности и снижается при неполной нагрузке.

Максимальный момент компрессора при пуске под нагрузкой в (1,5 – 2,5) раза выше номинального, а разгруженного – (0,2 – 0,3) от номинального. С увеличением частоты вращения противодействующий момент разгруженного компрессора сначала резко снижается, но затем снова возрастает. При асинхронном и синхронном двигателях компрессор запускают в разгруженном состоянии. Разгрузку осуществляют свободным перепуском воздуха после последней и некоторых промежуточных ступеней во всасывающую линию первой ступени, иногда с одновременным открытием продувочных вентилей всех ступеней, либо отжиманием всасывающих клапанов.

При применении электродвигателей зарубежные фирмы («KAESER компрессорен», Dalgakiran и ряд других) рекомендуют также учесть следующее:

- электродвигатели выбирать по оптимальной мощности, передаваемой на вал компрессора, что обеспечивает сокращение энергопотерь и повышение параметров надёжности компрессорной установки (значение оптимальной мощности указывается поставщиком в технической документации или на табличке). Так, компания KAESER за счёт оптимального согласования параметров компрессоров и их приводных электродвигателей добилась повышения производительности выпускаемых установок на 6% и снижения удельной потребляемой мощности на 5%;
- потери из-за нагрева и трения в электродвигателях в зависимости от потребляемой мощности составляют: для малой мощности до 22 %, а большой и средней – (4 – 10)%. Следовательно, чем больше мощность электродвигателя, тем меньше потери;
- повышенный нагрев электродвигателей негативно влияет на его параметры надёж-

ности (ресурс и наработку на отказ);

- нагрев электродвигателей зависит от класса изоляции (в США и европейских странах действуют стандарты на классификацию их по энергоэффективности);

- стандартные электродвигатели, как правило, применяют для регулирования производительности компрессора в диапазоне (60 – 100)%, так как при работе с низкой частотой вращения они перегреваются, что может привести к выходу их из строя.

Ряд зарубежных фирм оснащает компрессоры электродвигателями специального исполнения, что обеспечивает повышение надёжности и энергоэффективности установок (например, компания Ingersoll Rand в регулируемых винтовых компрессорах «Nirvana» применяет двигатели на постоянных магнитах HPM, обеспечивающие 95% к. п. д. в диапазоне регулирования производительности от 100% до 25%, а отсутствие в них подшипников гарантирует высокий срок службы).

Регулирование производительности компрессорных станций производят: включением – отключением отдельных компрессоров или их сочетаний (в т. ч. разной производительности); изменением производительности компрессоров без отключения; сочетанием первого и второго способа, что обеспечивает большее снижение энергопотерь. Важным при этом является соответствие производительности станции изменению потребности в сжатом воздухе при максимально возможной загрузке компрессоров. Так, обеспечение нагрузки компрессоров при регулировании (90 – 95)% снижает энергопотери на (20 – 25)% по сравнению с их работой при загрузке менее 50%.

Для изменения производительности компрессорных станций применяют системы управления с использованием следующих способов регулирования: ступенчатого, по диапазону давления, по реальной потребности. Кратко о сути этих способов [37, 73, 100].

Ступенчатый (другой термин – **каскадный**) способ обеспечивает ступенчатое регулирование компрессорами с установлением каждому из них нижней и верхней точек переключения. При небольших расходах воздуха в сети включается только один компрессор небольшой производительности (давление в сети колеблется у верхней границы заданного диапазона давления). При большом расходе давление в сети понижается и включается несколько компрессоров. Основной недостаток этого способа – большой диапазон давления регулирования, что приводит к повышению энергопотерь из-за увеличения утечек и потребляемой приводной мощности при малом расходе воздуха в сети и падению давления в сети – при большом расходе воздуха. Этот способ обычно применяют для управления не более чем 4 компрессорами.

Способ регулирования диапазона давления применяют в двух вариантах (простом и ориентированном на заданное) для управления любым количеством компрессоров.

Способ простого регулирования диапазона давления обычно дополняют системой управления для покрытия пиковых расходов с учётом времени повышения и снижения

давления. Так как этот способ не учитывает время реакции компрессоров и сети, то для надёжного регулирования диапазон давления должен быть достаточно большим. Следовательно, этот способ уменьшает, но не исключает недостатки ступенчатого способа.

Способ регулирования, ориентированный на заданное давление, обеспечивает поддержание установленного диапазона давления путём управления компрессорами разной производительности в зависимости от расхода воздуха в сети. Этот способ, по сравнению с ступенчатым и простого регулирования диапазона давления, снижает энергозатраты за счёт уменьшения уровня среднего рабочего давления в сети.

Примечания. 1. Выбор оптимального сочетания компрессоров, с возможностью регулирования производительности одного из них, применение чувствительных датчиков давления обеспечивает поддержание давления в сети с отклонением $\approx 0,02$ МПа. А применение морально устаревших и физически изношенных компрессоров с реле давления низкой чувствительности приводит к необходимости устанавливать широкий диапазон давления нагнетания в сеть, что повышает энергозатраты на (5 – 7)%.

Способ регулирования по реальной потребности в сжатом воздухе обеспечивает управление путём выбора и подключения компрессоров с учётом расхода воздуха в данный момент времени; всех потерь из-за повышения давления; времени запуска, холостого хода и регулировки частоты вращения отдельных компрессоров и других факторов. Этот способ является оптимальным, так как обеспечивает наибольшее снижение энергозатрат (по сравнению с указанными выше способами) и исключает падение рабочего давления в сети ниже заданного минимума.

Отметим, что оптимальный выбор способа регулирования производительности компрессора позволяет уменьшить энергопотери на (15 – 20)%.

Подробную информацию о системах управления компрессорами можно получить у поставщиков (например, Челябинском, Бежицком, Казанском компрессорных заводах, фирм Remeza, Кайзер, Атлас Копко, BOGE, Dalgakiran) и [37].

Отметим, что постоянный контроль работы и правильное техобслуживание компрессоров являются необходимым условием их эффективной и безопасной эксплуатации. Как правило, компрессоры имеют защиту при недопустимых отклонениях давления всасывания и нагнетания, температуры масла и нагнетаемого воздуха, давления и уровня масла. Обычно они комплектуются устройствами контроля: сопротивления всасывающих фильтров; температуры и давления на выходе из каждой ступени сжатия, входе в линию нагнетания и воздухохранилища; температуры воды на входе и выходе промежуточных и конечных воздухоохладителей; давления в системе смазки и уровня смазочного материала. Для этой цели используют термометры или датчики температуры; дифманометры, манометры или датчики давления; датчики уровня масла.

Техобслуживание компрессоров необходимо проводить в строгом соответствии с

инструкцией и рекомендациями изготовителей.

Снижению затрат на обслуживание компрессорных станций и установок способствует внедрение электронных блоков управления. Так, на московском табачном предприятии «Ява-Балт» установка блока управления окупилась за год благодаря снижению затрат на техобслуживание и сокращению обслуживающего персонала компрессорной станции.

Промежуточные и конечные охладители. Промежуточные охладители понижают температуру воздуха между ступенями сжатия компрессора, повышая его к. п. д. и надёжность, а конечные охладители снижают температуру нагнетаемого воздуха, способствуя удалению жидкой влаги и исключению возгорания масляных отложений.

Например, энергозатраты на производство сжатого воздуха возрастают на $\approx 1\%$ из-за недостаточного охлаждения воздуха в промежуточном холодильнике на 3°C в 4-х ступенчатом и на $4,5^{\circ}\text{C}$ – в трехступенчатом компрессоре.

Параметры охладителей отличаются по габаритам, трудоёмкости обслуживания, теплопередаче, сопротивлению и стоимости, что влияет на суммарные затраты при их применении. Так, при нагнетании воздуха (0,6 – 0,8) МПа, потери давления из-за сопротивления составляют (0,8 – 2,0)% в промежуточных и (0,1 – 0,4)% – в конечных охладителях.

Стоимость, высокий показатель теплообмена, низкие затраты на обслуживание и потери давления охладителей являются основными критериями при их выборе.

Промежуточные охладители имеют исполнения: внутренние (встроенные), внешние и комбинированные из двух первых. Стоимость внешних и комбинированных охладители выше, но они более эффективно снижают энергопотери.

Рекомендуемое значение температуры сжатого воздуха на выходе из промежуточных холодильников для поршневых компрессоров – $\leq 60^{\circ}\text{C}$, турбокомпрессоров – $\leq 70^{\circ}\text{C}$, а гидравлического сопротивления – $\leq 0,01$ МПа. Перепад температур сжатого воздуха на выходе из холодильника с охлаждением водой не должен быть $\geq (5 - 10)^{\circ}\text{C}$. Поддержание паспортных значений охлаждения воздуха в промежуточных охладителях при эксплуатации важно для поддержания стабильных энергозатрат (так, снижение охлаждения сжатого воздуха в охладителе из-за образования накипи на теплообменных поверхностях может повысить энергозатраты на 15%).

Необходимость применения промежуточных охладителей не вызывает сомнений, а конечных зависит от ряда факторов. Так, их обычно не используют с турбо- и «безмасляными» компрессорами при подаче в пневмосистему горячего воздуха (например, для уменьшения расхода воздуха или исключения обмерзания пневмолиний). Обоснованный отказ от их применения снижает стоимость производства воздуха благодаря исключению сопротивления в них и затрат на приобретение, монтаж и эксплуатацию.

Более полные сведения об охладителях можно найти в [37, 38, 41, 76, 89, 97].

Концевые масловодоотделители. При отсутствии концевых охладителей или недостаточном охлаждении нагнетаемого воздуха (см. выше) установка масловодоотделителей нецелесообразна, т. к. приводит к излишним затратам. Выбор масловодоотделителей проводят с учётом их стоимости, эффективности удаления жидкой влаги, сопротивления, затрат на техобслуживание и требований к загрязнённости нагнетаемого воздуха. На компрессорных станциях, при отсутствии жёстких требований к наличию в сжатом воздухе масел, применяют конструкции надёжных масловодоотделителей с изменением направления движения потока и центробежного типов. Их достоинства: высокая надёжность; малые стоимость, сопротивление и затраты на техобслуживание. Недостаток – низкая эффективность очистки от мелкодисперсной влаги.

Повышение степени очистки сжатого воздуха от масел обеспечивается применением маслофильтров в компрессорных установках и эффективных фильтров (в т. ч. коалесцентных) и осушителей (см. раздел 2.4), но это приводит к увеличению суммарных затрат.

Внимание! Значение потерь давления в линии нагнетания от выходного отверстия компрессора до воздухохраника должно быть минимальным. Для этого необходимо: проанализировать необходимость применения концевого охладителя и масловодоотделителя; выбрать трубопроводы и др. компоненты этого участка пневмолинии с малым сопротивлением; исключить резкие повороты движения потока воздуха; обеспечить регулярную очистку каналов трубопроводов и компонентов линии от загрязнителей.

2.1.13. Выбор воздухохраников

Воздухохраники компрессорных станций и установок обеспечивают: создание запаса сжатого воздуха для покрытия кратковременных (пиковых) расходов воздуха, уменьшая количество циклов включения-отключения компрессоров; снижение пульсации давления в пневмосистеме; охлаждение и удаление части загрязнителей сжатого воздуха. Правильный выбор воздухохраников, обеспечивающий баланс между производительностью компрессоров и расходом сжатого воздуха в пневмосистеме, снижает энергозатраты на его производство до 3%.

Расчёт объёма воздухохраников ($V_{вс}$) компрессоров производят по формулам.

При постоянном расходе воздуха потребителями или большой ёмкости магистрали (включая ресиверы у потребителей) объём определяется из расчёта поддержания в нём заданного предела колебания давления по формуле академика А.П. Германа:

$$V_{вс} = \frac{k_k \cdot Q_k}{n \cdot \sigma_{нд}}, \text{ м}^3, \quad (2.12)$$

где Q_k – минимальная производительность компрессора по всасываемому воздуху, $\text{м}^3/\text{мин}$; k_k – коэффициент, учитывающий исполнение компрессора, для одноступенчатых простого действия $k_k = 0,21$ и двойного действия – $k_k = 0,087$; для двухступенчатых простого действия $k_k = 0,147$ и двойного действия – $k_k = 0,053$; n – количество оборотов вала компрессора в минуту; $\sigma_{нд}$ – степень неравномерности давления в воздухохоборнике (отношение разности максимального и минимального давлений к среднему). В зависимости от производительности компрессора значение $\sigma_{нд}$ принимают: до $6 \text{ м}^3/\text{мин}$ – $(0,002 - 0,003)$; от 6 до $30 \text{ м}^3/\text{мин}$ – $(0,006 - 0,007)$; свыше $30 \text{ м}^3/\text{мин}$ – $(0,004 - 0,005)$.

При переменном расходе воздуха, не совпадающем с производительностью компрессора в течение часа, и при регулировании подачи отключением или переключением компрессора на холостой ход, объём определяется по эмпирической формуле А.С.Ильичёва:

$$V_{\text{вс}} = \frac{0,25 \cdot Q_k \cdot T_2}{\Delta p \cdot i \cdot T_1}, \text{ м}^3, \quad (2.13)$$

где Q_k – среднечасовая производительность компрессора, $\text{м}^3/\text{мин}$; i – число выключений в час (при регулировании ручным переключением компрессора на холостой ход $i = 60$, автоматическим выключением и включением – $i = (10 - 12)$; Δp – допустимая разность максимального и минимального давлений в воздухохоборнике, $\Delta p = (0,03 - 0,05)$ МПа; T_1 и T_2 – абсолютная температура воздуха, соответственно, в линии всасывания компрессора и на входе в воздухохоборник, К.

При большом несоответствии расхода воздуха и производительности компрессоров для аккумулирования недостающей производительности и поддержания необходимого уровня давления в сети в определённый отрезок времени объём определяют по формуле:

$$V_{\text{вс}} = \frac{0,25 \cdot Q_{\text{пик}} \cdot T_2}{\Delta p \cdot i \cdot T_1}, \text{ м}^3, \quad (2.14)$$

где $Q_{\text{пик}}$ – пиковое потребление воздуха в сети за счёт аккумулирующей ёмкости воздухохоборника, которое находят планированием заштрихованной площади на графике точной нагрузки (рис. 2.4); T_1 , T_2 , Δp , i – см. выше.

Определённые расчётом объёмы воздухохоборников для компрессорных станций округляют в большую сторону до стандартного значения типоразмерного ряда по ГОСТ 9028 (0,5; 1,0; 1,6; 2,0; 3,2; 4,0; 6,3; 8,0; 10; 16; 20 и 25 м^3).

Для нестационарных компрессоров объём воздухосборника обычно рекомендуют принимать в (7 – 10) раз меньше, чем для стационарных.

Объём воздухосборника должен отвечать требованиям паспортного режима работы компрессора и устройств его управления.

Недостаточный объём приводит частому включению-отключению компрессора, что снижает надёжность его работы и повышает уровень шума.

Чрезмерно большой объём может привести к недопустимо длительной работе компрессора для достижения уровня давления, при котором происходит его отключение.

Объём воздухосборника установок проверяют на пригодность для заданных условий и режима работы. Для этого по выбранному объёму ресивера ($V_{рес}$) и расходу воздуха в сети (Q_{ϕ}) определяют достаточность времени отключения (падения давления с p_{max} до p_{min} , при котором реле даст сигнал на включение) для охлаждения компрессора.

Пример 5. Исходные данные: $V_{рес} = 300$ л, $p_{max} - p_{min} = 0,2$ МПа (стандартная настройка), $Q_{\phi} = 200$ л/мин. Определим время падения давления в ресивере (t_{nd}) до p_{min} :

$$t_{nd} = 60 \cdot V_{рес} \cdot (p_{max} - p_{min}) / Q_{\phi} = 60 \cdot 300 \cdot 2 / 200 = 180 \text{ с} = 3 \text{ мин.}$$

Время отключения 3 мин достаточно для охлаждения (отдыха) компрессоров для следующих паспортных данных продолжительности их рабочего цикла: 10 мин – для промышленной серии производительностью 260 л/мин и коэффициентом продолжительности непрерывной работы $K_{ви} = 0,7$; 6 мин – для профессиональной серии производительностью 260 л/мин и $K_{ви} = 0,5$; 4,3 мин – для полупрофессиональной серии производительностью 280 л/мин и $K_{ви} = 0,3$.

Следовательно, объём ресивера 300 л обеспечивает нормальную работу указанных серий компрессоров при заданных условиях расхода воздуха сети и падения давления.

Более полные сведения о воздухосборниках можно найти в [37, 38, 41, 76, 89, 97]

2.1.14. Выбор ресиверов для потребителей

Установка ресиверов у потребителей с пиковыми расходами воздуха позволяет снизить колебания давления в пневмосистеме и энерго-

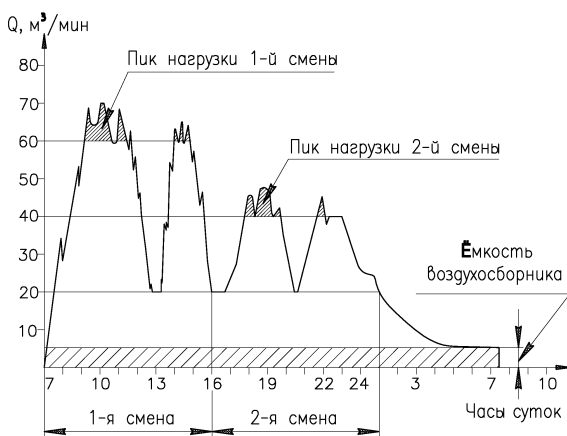


Рис. 2.4. Суточный график нагрузки на компрессорную станцию

затраты. Применение их целесообразно, если суммарные затраты на их установку меньше затрат на увеличение мощности компрессорной станции (или установки) и пропускной способности пневмолиний. На практике целесообразность установки ресивера рекомендуют проверить следующим простым расчётом [100]:

- определяют объём воздухохранилища ($V_{\text{в}}$) компрессорной станции (или установки) для конкретных условий расхода в пневмосистеме по ранее приведённым формулам;
- находят объём ресивера (V_p) для покрытия пикового расхода ($Q_{\text{пик}}$) потребителя:

$$V_p = Q_{\text{пик}} \cdot p_{\text{max}} / (p_{\text{max}} - p_{\text{min}}), \quad (2.15)$$

где V_p в л; $Q_{\text{пик}}$ в л/с; p_{max} и p_{min} – макс и мин допустимое давление в ресивере (бар);

- определяют % отношение $V_p/V_{\text{в}}$, если оно $>10\%$, установка ресивера целесообразна.

Пример 6. Исходные данные: производительность компрессора – 1800 л/с; объём воздухохранилища компрессора – $V_{\text{в}} = 300$ л; пиковый расход потребителя – 40 л/с; диапазон давлений в ресивере, обеспечивающий нормальную работу потребителя – $p_{\text{max}} = 0,6$ МПа, $p_{\text{min}} = 0,4$ МПа.

Определяем объём ресивера $V_p = Q_{\text{пик}} \cdot p_{\text{max}} / (p_{\text{max}} - p_{\text{min}}) = 40 \cdot 6 / (6 - 4) = 120$ л. Находим соотношение $V_p/V_{\text{в}} = 120/300 \approx 0,40$ (40%). Следовательно, у потребителя следует установить ресивер с выполнением всех требований безопасности.

При установке ресивера у потребителя необходимо убедиться в том, что производительности компрессорной станции (установки) достаточна для заполнения ресивера до необходимого уровня за время до следующего пикового потребления воздуха.

2.1.15. Утилизация отводимой от компрессоров теплоты

Утилизация тепла компрессоров является одним из эффективных способов снижения энергозатрат на предприятиях. Из 100% общей потребляемой мощности на производство сжатого воздуха в тепло преобразуется (90 – 92)%, в т. ч. при сжатии воздуха $\approx 85\%$ и при нагреве электродвигателей привода компрессора, вентиляторов, насосов и освещении (5 – 7)%. До 9% этого тепла уходит в сеть со сжатым воздухом и излучается в окружающее пространство компрессором, электродвигателями и освещением, а (81 – 87)% может быть использовано для рекуперации.

Тепло охлаждающей компрессоры жидкости (воды или масла) и воздуха на новых и действующих компрессорных станциях и установках может быть использовано:

- для отопления помещений, что может уменьшить энергопотери на (13 – 14)%. Использование тепла воздуха от охлаждения компрессоров для отопления целесообразно даже при их относительно небольшой мощности (например, мощности привода ≈ 10 кВт достаточно для обогрева помещения более 100 м²). Недостатком передачи удалённым потребителям тепла воздуха, нагретого компрессором при охлаждении, является необходимость воздухопроводов больших размеров и их изоляция. Этот недо-

статок может быть устранён в исполнении воздушного охлаждения с жидкостной рекуперацией тепла;

- в абсорбционных холодильных агрегатах, обеспечивающих подачу охлаждённого воздуха в глубоких рудниках и шахтах;
- для подогрева воды. Температура нагрева воды зависит от типа компрессора (например, для поршневых она доходит до 95°C, а для винтовых – до 75°C). Для исключения перебоев в снабжении потребителей горячей водой при отключении компрессоров (например, при осмотрах или ремонте), рекомендуемый процент её подачи от компрессора не должен превышать (40 – 50)% от общей потребности;
- для предварительного прогрева печей;
- для тепловой завесы на воротах и входах производственных помещений;
- для сушки поверхностей изделий, стен и полов помещений, одежды персонала;
- для защиты от обмерзания в холодную погоду устройств сбора и слива конденсата воздухопроводов и устройств осушки, расположенных вне помещения компрессорной.

Наиболее эффективно и просто обеспечивается рекуперация тепла компрессоров подачей нагретого охлаждающего воздуха по воздухопроводам для отопления помещений. Регулирование температуры отопления производят изменением подачи горячего воздуха заслонкой, управляемой термостатом. При отсутствии потребности в отоплении нагретый воздух сбрасывается в окружающее пространство. Окупаемость затрат при использовании этого способа рекуперации тепла обычно менее 1,5 лет.

Хорошим решением утилизации тепла горячего воздуха, отводимого от первой и второй секции охладителя турбокомпрессоров К-500-61-1, является схема Герасименко, позволяющая без конструктивных изменений обеспечить использование тепла с минимальным снижением теплового режима работы секций ступеней [24].

Рекуперацию тепла для нагрева воды в винтовых компрессорных установках обычно осуществляют путём подключения теплообменников к системе циркуляции масла. В зависимости от назначения нагреваемой воды (для отопления, душа, прачечной, промывки изделий или производственных целей) используют пластинчатые или предохранительные теплообменники. При правильном выборе потребителей тепла и эффективном использовании нагретой воды, срок окупаемости затрат на систему рекуперации тепла компрессоров относительно небольшой (например, при мощности привода компрессорной установки 20 кВт он составляет примерно 2 года). Отметим, что рекуперация тепла путём нагрева воды, по сравнению воздушной, более сложна и затратна. Однако наличие в промышленности компрессоров большой мощности с водяным охлаждением делает актуальным использование этого тепла как одного из способов энергосбережения.

Внимание! Из-за возможности отказа системы отвода тепла через дополнитель-

ный теплообменник «масло-вода», необходимо предусмотреть автоматическое переключение на внутреннюю систему воздушного или водяного охлаждения винтового компрессора. Это обеспечит повышение надёжности работы компрессорной установки.

2.1.16. Снижение энергопотерь при передаче сжатого воздуха

Снижение энергопотерь обеспечивается оптимальным выбором: вида пневмосистемы (раздел 2.1.1); мест размещения компрессорных станций и установок, вспомогательного компрессорного оборудования (см. разделы 2.1.7, 2.1.19 и 2.1.20); типа, параметров и расположения пневмолиний (разделы 2.1.24 и 2.1.32); состава, параметров и размещения компонентов пневмолиний (раздел 2.1.9); воздухохранилищ и ресиверов в сети сжатого воздуха; схем распределения и потребления сжатого воздуха [4, 30, 37, 46, 65, 90, 100]. Снижению энергопотерь при передаче воздуха способствует: выполнение правил монтажа и техобслуживания пневмолиний и их компонентов, уменьшение утечек и тепловых потерь в пневмолиниях (разделы 2.1.25 и 2.1.26), устранение обмерзания пневмолиний (разделы 2.1.27, 2.1.28, 2.1.29, 2.1.32).

Напомним, что сопротивление в 0,1 МПа повышает расход энергии на производство воздуха на 6%. Рекомендуемое значение потерь давления в магистральных линиях до наиболее удалённых участков (без учёта потерь давления на осушку воздуха) не должно превышать (0,01 – 0,03) МПа при значительном потреблении воздуха, (0,03 – 0,05) МПа – при среднем и (0,05 – 0,10) МПа – при малом.

Примечания. 1. Эти рекомендации не относятся к системам, в которых невозможно избежать большой протяжённости пневмолиний (например, в горно- и угледобывающих предприятиях). 2. Оценки – «значительное», «среднее» и «малое» потребление воздуха устанавливаются экспертами на основе процентного соотношения фактического расхода воздуха потребителями на участках пневмосистемы к производительности компрессорной станции.

Выбор типа пневмолиний. Подача сжатого воздуха от компрессорной станции до потребителей производится по магистральным линиям, которые условно подразделяют на 4 типа (см. рис. 2.5, на котором сокращенно обозначены: КС – компрессорная станция; П – потребители сжатого воздуха).

Выбор типа пневмолиний производят путём сравнения суммарных затрат с учётом расположения и режима работы потребителей, потерь давления и утечек при передаче воздуха. Приведём общие рекомендации по их предпочтительным областям применения.

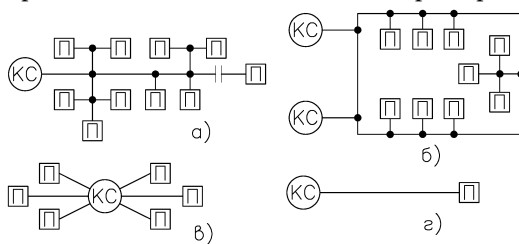


Рис. 2.5. Типы пневмолиний: а – линейный с ответвлениями; б – кольцевой; в – радиальный; г – тупиковый

Линейный с ответвлениями тип наиболее широко применяется в промышленности. Достоинство: относительно низкие капитальные и эксплуатационные затраты. Недостатки: относительно высокие потери сжатого воздуха (особенно, при разном по времени режиме работы групп потребителей) и давления при большой протяжённости пневмолиний; проведение ремонта и очистки магистрали, подключение к ней новых потребителей возможно только при отключении подачи воздуха части потребителей. По этим причинам этот тип пневмолиний обычно используют для относительно небольших предприятий.

Радиальный тип линий позволяет сократить потери сжатого воздуха из-за утечек и энергопотери благодаря выбору оптимального значения давления в каждой линии и их отключению в нерабочее время отдельных групп потребителей. Основной его недостаток, по сравнению с линейным типом, – более высокие первоначальные и эксплуатационные затраты.

Кольцевой тип линий повышает надёжность снабжения потребителей сжатым воздухом, снижает потери давления при его передаче, позволяет отключать для проведения техобслуживания и др. работ отдельных потребителей без прекращения подачи воздуха другим. Его недостаток – наиболее высокие капитальные затраты.

Для подачи воздуха потребителям, расположенным в больших производственных помещениях, применяют вариант кольцевой линии с размещением рядов разводящих трубопроводов, соединённых между собой и противоположно расположенными трубопроводами кольца, т. е. получается как бы «сетка» из трубопроводов. Это увеличивает затраты на монтаж и обслуживание, но повышает надёжность подачи воздуха и снижает потери давления при его больших расходах и различных режимах работы потребителей.

Линии тупикового типа, как правило, рациональны для подачи воздуха единичным крупным потребителям (например, в конвертеры или печи).

При проектировании пневмосистем проводят расчёты гидравлического сопротивления, термодинамических параметров сжатого воздуха на их участках [2].

Гидравлический расчёт пневмолиний.

Как уже указывалось ранее, потери давления 0,1 МПа из-за гидравлического сопротивления в пневмолиниях увеличивают на $\approx 6\%$ потребление энергии на производство сжатого воздуха. Для примера на графике рис. 2.6. приведены энергопотери при пере-

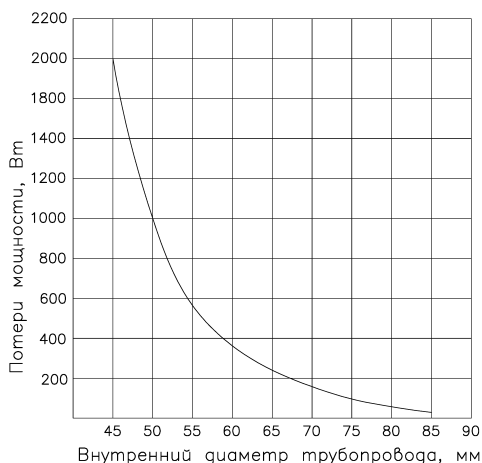


Рис. 2.6. Зависимость потери мощности на преодоление сопротивления стального трубопровода при передаче $50 \text{ м}^3/\text{мин}$ воздуха с давлением 0,7 МПа на расстояние 100 м.

даче сжатого воздуха в зависимости от диаметра стального трубопровода [100].

Рекомендуемое значение потерь давления в линиях: магистральных (см. выше в начале раздела); разводящих – $<0,03$ МПа; коммутационных из металла и пластмасс – $<0,04$ МПа, резиновых с концевыми соединениями – $<0,05$ МПа. Рекомендуемое суммарное значение потерь от компрессорной до потребителя, с учётом потерь в теплообменном осушителе, $\leq 0,1$ МПа.

При гидравлическом расчёте пневмолиний определяются диаметры условных проходов трубопроводов, проточной аппаратуры с учётом потерь давления при максимально возможном расходе. Расчёт проводят в следующей последовательности.

1. По исходным данным составляется в изометрии схема всасывающих, магистральных, разводящих и коммутационных линий ПС с указанием соединений, колен, арматуры и других компонентов, протяжённости, расходов и давления сжатого воздуха.

2. Пневмолинии разбиваются на участки для проведения расчётов.

3. Диаметр всасывающей линии компрессора ($d_{вс}$) определяют по формуле:

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\kappa}}{\pi \cdot v_{вс}}}, \quad (2.16)$$

где Q_{κ} – производительность компрессора, отнесённая к условиям всасывания, $\text{м}^3/\text{с}$; $v_{вс}$ – допустимая (нормируемая) скорость всасываемого воздуха, $\text{м}/\text{с}$. Значения $v_{вс}$ для турбо-, винтовых и поршневых (двойного действия) компрессоров обычно принимают не более $(10 - 12)$ $\text{м}/\text{с}$, поршневых простого действия – $(5 - 6)$ $\text{м}/\text{с}$.

Потери давления этой линии можно определить по формуле:

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot l_{вс} \cdot v_{вс}^2 \cdot \rho_{в}}{2 \cdot d_{вс}}, \quad (2.17)$$

где $l_{вс}$ – длина участка линии всасывания; $\rho_{в}$ – плотность воздуха при давлении всасывания, $\text{кг}/\text{м}^3$; λ_i – коэффициент трения, определяемый по эмпирической формуле:

$$\lambda_i = \frac{0,142}{\lg \frac{1,247 \cdot Q_{\kappa}}{k_{ш} \cdot v}}, \quad (2.18)$$

где $k_{ш}$ – шероховатость стенок (для стальных труб $\approx 0,0001$ м); v – кинематическая вязкость воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$; Q_{κ} – см. выше.

Напомним, что рекомендуемое значение потерь давления во всасывающей линии компрессоров не должно превышать 250 Па.

4. Параметры магистральных и разводящих линий должны обеспечивать минимальные энергопотери на передачу сжатого воздуха при приемлемых капитальных затратах на прокладку. Ранее уже отмечалось, что это обычно достигается при скорости сжатого

воздуха в них (6 – 8) м/с, а для участков линий длиной до 15 м – (10 – 15) м/с.

Это требование диктует необходимость расчёта диаметра условного прохода (d_n) участков линий подачи воздуха исходя из обеспечения рекомендуемой скорости его движения ($v_{л\partial}$) при максимальном расходе.

Примечания. 1. В кольцевой линии (см. рис. 2.5, б) с одинаковым диаметром условного прохода расчёт диаметра линии в одном направлении рекомендуется проводить по расходу, равному 0,7 максимального расхода всех потребителей этой линии. 2. В кольцевой линии с «сеткой» (см. выше), в зависимости от количества разводящих трубопроводов внутри кольца, расчёт диаметра проводят по расходу из диапазона (0,3 – 0,6) максимального расхода всех потребителей линии.

4.1. Если максимальный расход воздуха на участке магистральных и разводящих линии указан в сжатом состоянии ($Q_{сж}$, м³/с), применяют формулу:

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{сж}}{\pi \cdot v_{л\partial}}}, \quad (2.19)$$

где $v_{л\partial}$ – допустимая (нормируемая) скорость сжатого воздуха в линии, м/с.

4.2. Если максимальный расход воздуха этих линий указан при нормальных условиях (Q_n), используют формулу:

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_n \cdot T_{сж} \cdot R \cdot \rho_n}{\pi \cdot p \cdot v_{л\partial}}}, \quad (2.20)$$

где $T_{сж}$ – абсолютная температура сжатого воздуха на участке пневмолинии, К, ($T_{сж} = 273 + T$, где T – средняя температура сжатого воздуха на участке линии в градусах Цельсия, которую обычно принимают равной температуре окружающей среды); R – газовая постоянная (при p в кг/м² $R = 29,27$, кг·м/(кг·°С); при p в Н/м² $R \approx 287$, Дж/(кг·К)); ρ_n – плотность воздуха при нормальных условиях, кг/м³; p – среднее значение абсолютного давления на участке пневмолинии, кг/м²; $v_{л\partial}$ – см. выше.

4.3. Выбор диаметра разводящих линий можно производить также по таблице 2.4, где приведены рекомендуемые значения их максимальной пропускной способности в зависимости от диаметра и протяжённости.

Полученные по расчёту значения диаметров округляются в большую сторону до ближайших стандартных. При проектировании новых магистральных и разводящих линий их диаметр рекомендуется принимать на (10 – 25)%

Таблица 2.4

Внутренний диаметр, мм	Максимальная пропускная способность (л/с)		
	Длина – 1 м	Длина – 5 м	Длина – 10 м
10	6,3	3,9	2,8
12,5	11,5	6,7	5,0
16	20	12,8	9,3
20	33	23	17
25	50	36	27
32	85	62	48
40	132	103	82
50	225	185	148

и замены. Близкие по расходам разводящие линии целесообразно унифицировать по диаметру (с ориентацией на большие из них), что позволит снизить энергопотери и затраты на обслуживание.

5. Пропускная способность коммутационных линий и аппаратуры у потребителей должна обеспечивать необходимый уровень рабочего давления пневмоустройств.

5.1. Определение диаметра условного прохода коммутационных линий (d_n) с относительно постоянным расходом воздуха (например, подача воздуха в пневматические моторы и обдувочные сопла) производят по формулам, указанным в пунктах 4.1 и 4.2.

Часто давление в сети превышает рабочий уровень, однако пневмоустройства могут работать с потерей до 50% мощности из-за малых проходных сечений компонентов пневмолиний (трубопроводов, фильтров, маслораспылителей и других устройств) или их загрязнённости, неправильной настройки редукционного клапана.

Рекомендуемые значения потерь давления в коммутационных линиях от запорного крана, установленного на выходе из разводящей линии, до входного отверстия распределителя, подающего воздух в пневмоустройства с постоянным расходом воздуха, не должны превышать (0,01 – 0,03) МПа (меньшие значения потерь следует принимать для устройств с большим расходом воздуха). Наличие в этих линиях кранов, фильтров, маслораспылителей и других устройств увеличивает потери давления.

5.2. Диаметр условного прохода коммутационных линий (d_n) с переменным расходом воздуха (например, подача воздуха в пневматические цилиндры, зажимы и усилители) обычно определяют исходя из условий допустимых потерь давления по номограммам на рис. 2.7 и рис. 2.8. Зная протяжённость трубопровода участка линии (L_T) допустимое значение потери давления (Δp), давление (p_m) и расход воздуха (Q) в линии, можно найти диаметр условного прохода трубопровода (d_T) линии.

Отметим, что определение условного диаметра для этого случая с использованием методов термодинамического расчёта из-за большой сложности применяется редко (его, как правило, выполняют на ЭВМ с использованием специальных программ).

Диаметр коммутационных пневмолиний, сопротивление которых не влияет на работоспособность пневмоустройств, принимают равным условному проходу присоединительных отверстий этих устройств.

5.3. Рекомендуемое значение потерь давления в шлангах (с наличием запорного крана и соединений) не должно превышать 0,05 МПа.

6. Падение давления в заданной точке пневмолинии определяют суммированием потерь на участках по всей её протяжённости от воздухохранилища компрессорной станции или установки до данной точки. Расчёт потерь давления участков линии по п. п. 4.1, 4.2, 4.3 и 5.1 проводят по формулам для Δp и λ (см. пункт 3) с заменой $l_{вс}$, $v_{вс}$, $d_{вс}$, Q_k и ρ_v соответственно на l_l , $v_{лд}$, d_l , $Q_{сж}$ и $\rho_{сж}$. Протяжённость участков линий (l_l) принимается с

учётом приведённой длины местных сопротивлений (см. таблицу 2.5). Если найденное значение потерь выше допустимых, расчёт следует повторить, увеличив проходное сечение участка (или участков) линии.

Примечания. 1. Потери давления воздуха в линиях принимают пропорционально длинам их участков, если удельные расчётные потери давления на единицу длины одинаковы. 2. При отсутствии данных о встраиваемых в линию компенсаторах, тройниках, коленах, кранах и других

устройств, приближённое значение суммарных потерь давления в линии определяют умножением потерь на её участках по фактической протяжённости в метрах на коэффициент (1,3 – 1,8). Меньшие значения коэффициента принимают при малом количестве местных сопротивлений.

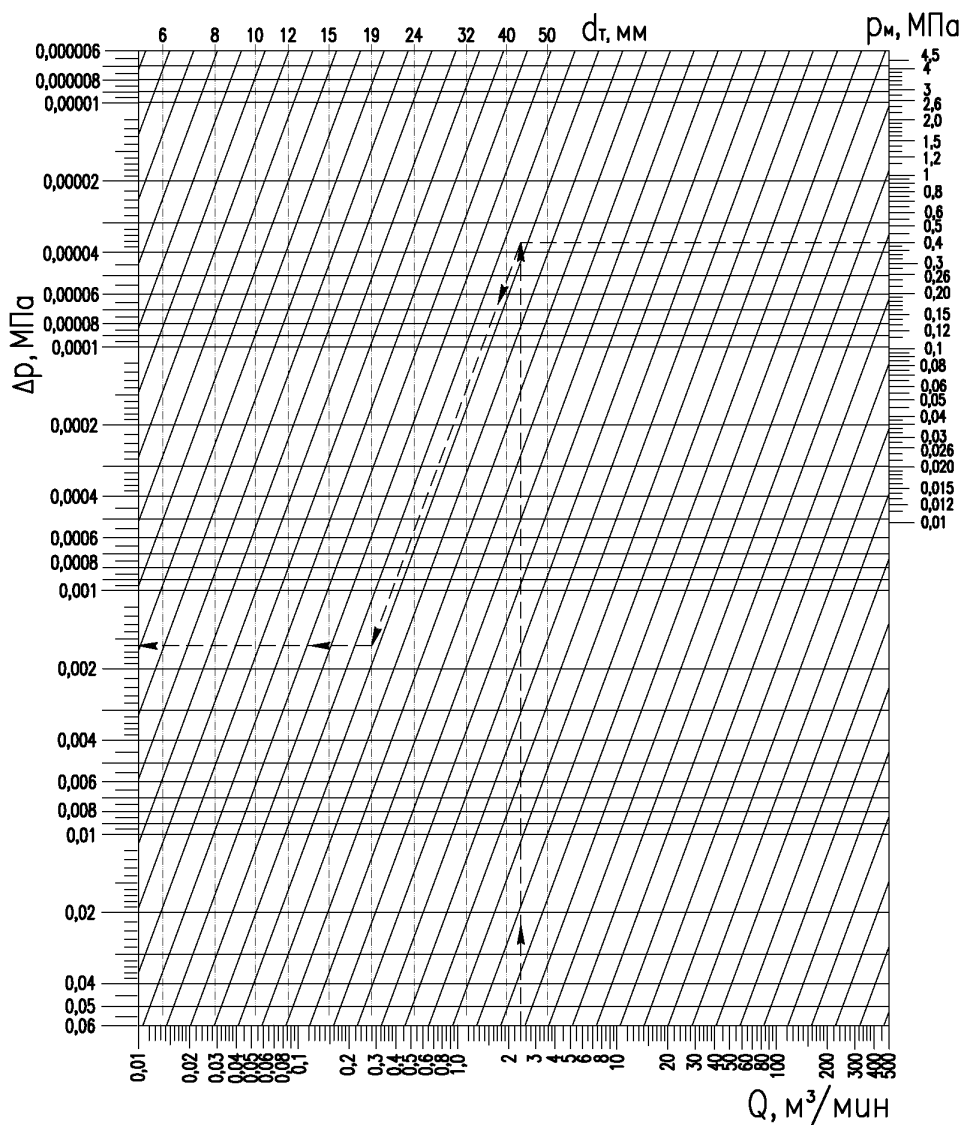


Рис. 2.7. Номограмма для определения потерь давления в металлических и эластичных трубопроводах пневмолиний

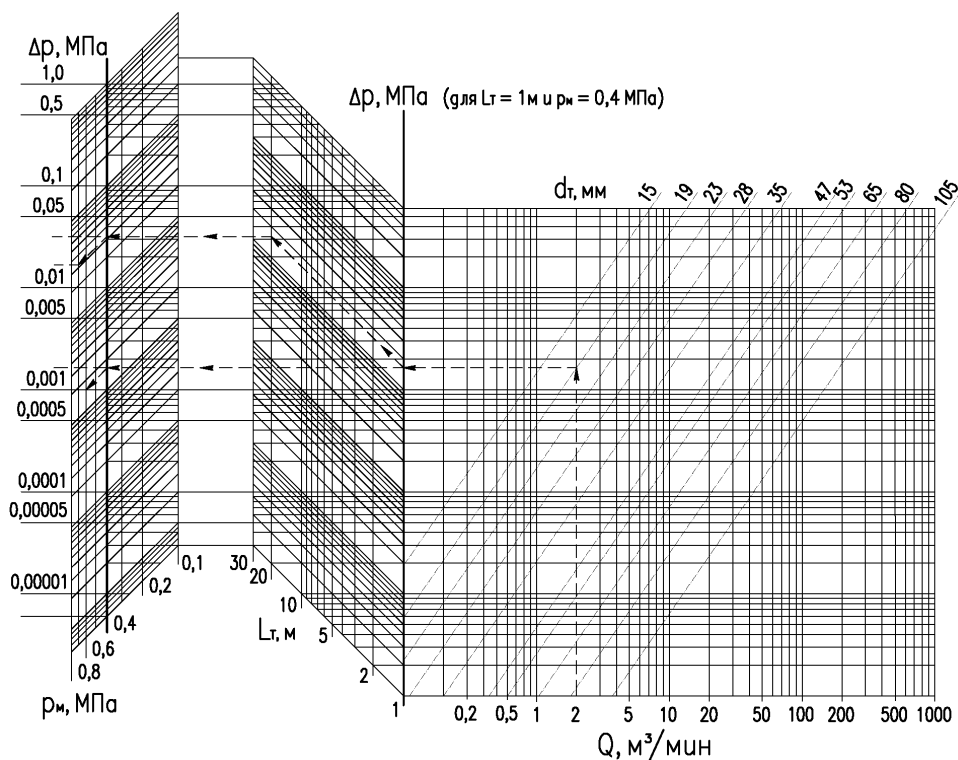


Рис. 2.8. Номограмма для определения потери давления в резиновых трубопроводах

2.1.17. Снижение утечек сжатого воздуха

Утечки в ПС происходят: из-за нарушения герметичности редукционных клапанов, соединений, неподвижных и подвижных уплотнителей пневмоустройств; по зазорам золотников, поршней молотов и пневмоинструмента; из-за плохой герметичности быстроразъёмных и шланговых соединений; несвоевременного отключения неработающих участков пневмосистем и устройств; постоянно вентилей сброса конденсата; задержки перекрытия клапанов пуска ручного инструмента и др. причинам.

Утечки воздуха могут быть наружные (в атмосферу) и внутренние (между полостями устройства). Степень герметичности характеризуется: объёмом воздуха, протекающего через неплотности в единицу времени; падением давления в заданном объёме за определённый промежуток времени; наличием (количеством) пузырьков воздуха, образующихся на поверхности погружённого в жидкость устройства или на его поверхности с нанесённым слоем пенообразующего вещества.

Таблица 2.5

Местное сопротивление		Длина (в м), эквивалентная местным сопротивлениям при условном диаметре трубопровода (в мм)							
		50	100	200	300	400	500	600	700
Колено $R = 4d_n$		0,53	1,27	3,15	5,2	7,46	-	-	-
Колено $R = 3d_n$		0,7	1,7	4,2	6,95	9,96			
Колено кругое $R = 1,5d_n$		0,88	2,12	5,25	8,7	12,5	16,4	20,3	29,9
То же, сварной угол 90°	2 шва $R = 1d_n$	-	-	7,35	12,2	17,5	22,9	28,4	33,4
	3 шва $R = 1,5d_n$	-	-	6,3	10,4	15	19,6	24,4	26,6
Тройник при разделении на проход		7,76	2,24	10,6	17,4	24,9	49	60,9	71,6
Тройник ответвленный		2,64	6,36	15,8	26,1	37,9	65,4	81	95,5
Тройник при расходящем потоке		3,52	8,5	21	34,8	49,8	65,4	81	95,5
Компенсатор П-образный		8,1	14,9	30,4	46,2	64,2	-	-	-
Компенсатор однолинзовый		-	7,2	13,7	17,4	19,9	21,2	24,4	27,7
Компенсатор двухлинзовый		-	14,4	27,7	34,8	39,8	42,2	48,8	55,4
Компенсатор трёхлинзовый		-	21,6	41,1	52,2	59,7	63,6	73,2	87,1
Переход сварной $F_1/F_0 = 2$		0,18	0,42	1,05	1,74	2,49	3,3	4,1	4,8
Переход сварной $F_1/F_0 = 3$		0,26	1,27	3,15	5,2	7,46	6,5	8,1	9,5
Переход сварной $F_1/F_0 = 4$		0,35	2,12	5,25	8,7	12,5	9,8	12,2	14,3
Задвижка		0,88	2,12	4,2	5,2	7,26	6,5	8,9	7,4
Вентиль	угловой	10	20	-	-	-	-	-	-
	проходной	15	35	-	-	-	-	-	-

Грубую оценку объёма утечек (Q_y) на участке пневмолинии можно определить по следующей зависимости [8]:

$$Q_y = k_y \cdot l_n \cdot p_{м.ср} \quad , \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.21)$$

где k_y (0,05 – 0,15) $\text{м}^3/\text{с}$ – коэффициент утечек, зависящий от физического состояния, протяжённости, количества и вида соединений и компонентов участка линии (большие значения k_y принимают при плохом техническом обслуживании, изношенности компонентов и их большом количестве на участке линии); l_n – протяжённость участка линии, м; $p_{м.ср}$ – среднее значение давления воздуха на участке, Па.

Если суммарные утечки воздуха на предприятии принять за 100%, то ориентировочные значения потерь в составных частях пневмосистемы составляют: в магистральных и разводящих линиях – (8 – 10)%; в коммутационных трубопроводах (от разводящих линий до потребителей) – (25 – 30)%; в фильтрах, водосборниках с устройствами сброса конденсата – (10 – 15)%; в задвижках, вентилях и направляющей аппаратуре – (10 – 15)%; в ручном инструменте – до 10%; в пневмомолотах – свыше 15%; в пневмодвигателях, усилителях и преобразователях – (2 – 3)%; в прочих устройствах – (15 – 20)%.

Следует всегда помнить, что утечки в пневмосистеме происходят как при работе пневмоустройств, так и при их отключении, если подача воздуха в них не перекрыта. Например, при работе пневмомолота полезный расход воздуха составляет $\approx 70\%$, а утечки – $\approx 30\%$. Если коэффициент использования молота принять равным 0,5, то при неотключённой подаче воздуха полезный расход составит 54%, а утечки – 46% от общего расхода [38]. Так, для молота усилием 50 кН утечки воздуха в смену (8 час) составят около 8000 м³ (при расходах воздуха, указанным в табл. 2.1).

Утечки воздуха при давлении 0,7 МПа через отверстия диаметром: 0,5 мм – 1,6 м³/ч, 1 мм – 3,6 м³/ч, 3 мм – 26 м³/ч, 6 мм – 100 м³/ч. Экономические потери из-за утечек за год при односменной работе (40 ч в неделю), 50 рабочих недель в году и стоимости 1 м³ 0,5 руб, соответственно составляют 1600, 3600, 26000 и 100000 руб. В пневмосистемах предприятий могут быть сотни отверстий и других неплотностей. Так, при их количестве в системе 100 шт с проходным сечением, эквивалентным отверстию диаметром 3 мм, при давлении 0,6 МПа суммарные потери в год (2000 ч) из-за утечек составят $\approx 2,6$ млн. руб.

Для компенсации утечек используют компрессорное оборудование избыточной мощности, что увеличивает расходы на производство сжатого воздуха.

Приведённые выше данные свидетельствуют о важности выполнения регламентов техобслуживания с устранением утечек, что сокращает непроизводительные потери сжатого воздуха и обеспечивает надёжную и эффективную работу пневмосистем.

При хорошем техобслуживании утечки воздуха в магистральных линиях составляют менее 1% от общего расхода воздуха. С учётом разводящих, коммуникационных линий и мест подсоединения их к устройствам, утечки возрастают до (8 – 10)% (их обычно добавляют к расчётному расходу воздуха потребителями). Однако на многих отечественных предприятиях утечки сжатого воздуха в пневмосистеме составляют более 30 % от всего объёма нагнетаемого воздуха. Потери сжатого воздуха из-за утечек приводят к падению давления в сети, снижению эффективности работы пневмоустройств и срока службы компрессоров из-за большой частоты их включений и отключений.

Утечки можно значительно уменьшить следующими мероприятиями:

- регулярной проверкой всех компонентов пневмосистем (трубопроводов, устройств и мест соединения) на герметичность не реже 2 раз в год. При утечках воздуха >10% от производительности компрессорной станции рекомендуется провести внеочередную проверку герметичности компонентов пневмосистемы;
- немедленным устранением обнаруженных утечек (например: подтяжкой болтов фланцевых соединений и стыковых плоскостей устройств; применением ленты ФУМ и герметиков для резьбовых соединений; заменой фланцевых соединений на сварные, где это возможно; заменой повреждённых и изношенных уплотнителей, элементов запор-

ной арматуры и повреждённых участков трубопроводов);

- перекрытием подачи сжатого воздуха в участки пневматических систем и устройств в нерабочее время и при простоях;
- отключением от подачи воздуха или демонтажем неиспользуемых трубопроводов;
- снижением уровня давления сжатого воздуха (где это возможно) и применением в пневмосистеме линий с разным уровнем давления;
- применением быстроразъёмных соединений с перекрытием потока в местах разъёма трубопроводов к потребителям (ручному инструменту, обдувочным соплам);
- установкой обратных клапанов для исключения падения давления на участках пневмосистемы при аварийной разгерметизации в линии до их входа;
- постоянным контролем утечек в пневмосистеме, замеряя скорость падения давления после отключения компрессоров в конце рабочего дня.

Внимание! Если утечки в пневмосистеме незначительны, то может оказаться, что затраты на их обнаружение и устранение превысят потери при их наличии.

Методы испытаний на герметичность установлены ГОСТ 24054. Проверка на герметичность может быть проведена манометрическим (компрессионным и камерным), пузырьковым (компрессионным, камерным и обмыливанием) и акустическим методами, в зависимости от степени герметичности и места нахождения неплотности.

Манометрический компрессионный метод позволяет определить общие утечки из полостей пневмолиний и устройств без нахождения места утечки. При применении этого способа измеряют падение давления. Применение манометров и датчиков с электрическим или пневматическим сигналом позволяет автоматизировать процесс контроля.

Газовый манометрический компрессионный метод («метод отсечённого объёма») позволяет определить общие утечки из полостей пневмолиний и устройств без нахождения места утечки. Его применяют для контроля герметичности, когда степень герметичности задана падением давления в заданном объёме или утечкой (объёмом воздуха, протекающего через неплотности). В этом случае по результатам испытаний утечку воздуха (Q_{ym}), приведённую к нормальным условиям, рассчитывают по формуле:

$$Q_{ym} = \frac{\Delta p \cdot V'}{p_c \cdot t}, \quad (2.22)$$

где Δp – падение давления в отсечённом объёме; V' – отсечённый объём (вместимость), p_c – давление среды, в которую происходит утечка; t – продолжительность испытаний.

При испытаниях устройств утечки выходят в атмосферу, поэтому p_c принимают равным атмосферному давлению, т. е. приблизительно 0,1 МПа. Отсечённый объём определяют как сумму заполняемых сжатым воздухом внутренних объёмов испытываемого устройства, трубопроводов, измерительных и управляющих устройств до места отсече-

ния давления. Этот объём определяют расчётом по геометрическим размерам или заполнением его жидкостью с измерением объёма этой жидкости мерными сосудами.

Если герметичность задана падением давления, время испытаний указывают в технической характеристике эксплуатационной документации. А если герметичность задана определённым значением утечки, то максимальное время испытаний вычисляют по вышеприведённой формуле. При этом значение утечки принимают равным максимально допустимому значению, указанному в технической характеристике, а Δp определяют с точностью разрешающей способности измерительного прибора.

Для измерения падения давления целесообразно применять манометры с ценой деления не более 0,01 МПа и в этом случае принимать $\Delta p = 0,01$ МПа. Если же при испытаниях нужно определить действительное значение утечки, то следует учесть, что время испытаний зависит от чувствительности измерительного прибора и значения утечки, заданного в технической характеристике испытываемого устройства.

Пузырьковый метод обычно используют для качественной оценки наружных утечек из пневмоустройств при погружении их в воду, подсчитывая количество пузырьков в течение определённого промежутка времени. Количественная оценка утечек этим методом (подсчётом количества и объёма пузырьков в единицу времени) в практике используют крайне редко.

Контроль герметичности обмыливанием пневмоустройств производят с использованием пенных эмульсий на основе: смеси сульфанола НП-1 с малощелочным мылом «Детское» в пропорции 1 к 1 по массе с концентрацией (25 – 30)% (вещества этого класса обладают хорошими показателями по пенообразованию, устойчивости в чистой воде, растворимости и смачивающей способности); первичных и вторичных алкилсульфатов (стиральных порошков и др.) в виде взбитой в воде пены концентрацией (20 – 25)%; других пенообразующих компонентов с высокой смачивающей способностью и не вызывающих коррозии металлов.

Эмульсию наносят на проверяемые поверхности устройств слоем толщиной не более (1,5 – 2) мм. После проверки поверхности устройства протирают.

Акустический метод (применение акустических течеискателей) используют для быстрого обнаружения мест нарушения герметичности пневматических линий и устройств.

Подробно методы испытания на герметичность изложены в ГОСТ 24954 и [62].

2.1.18. Тепловые потери

Тепловые потери происходят из-за увеличения расхода сжатого воздуха потребителями и вызваны его охлаждением в пневмолиниях. Перерасход воздуха при его охлаждении можно определить по графику на рис. 2.9. Эти потери можно уменьшить

прокладывая воздухопроводы рядом с паропроводами и теплоизоляцией их вместе. Целесообразность этих мер должна быть подтверждена экономическим расчётом.

Эффективным способом борьбы с тепловыми потерями сжатого воздуха может быть его подогрев перед крупными потребителями. Температура подогрева воздуха зависит от вида потребителя, наличия средств и условий для подогрева. Особенно выгоден подогрев воздуха теплом отходящих газов в производственных процессах. На рис. 2.10,а показана схема установки подогрева сжатого воздуха, подаваемого к форсункам мартеновских печей. Трубчатый воздухоподогреватель 1, размещённый в борове печи между перекидными клапанами 2 и общим шибером 3, подогревается теплом дымовых газов с температурой (550 – 600) °С. Температура сжатого воздуха, проходящего последовательно две секции подогревателя, повышается до (245 – 255)°С. Принципиально аналогичная схема подогрева приведена на 2.10,б.

Экономия электроэнергии при подогреве сжатого воздуха на 50°С составляет ≈ 10%, а при 150°С – до 20% [37].

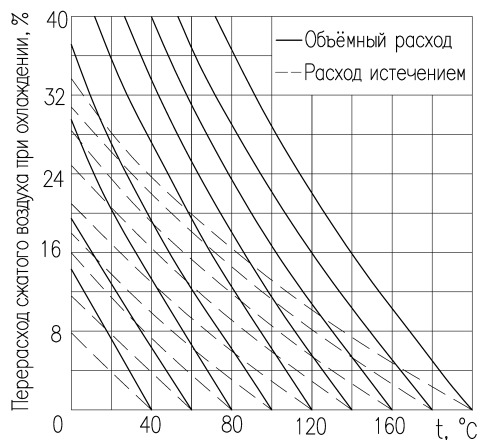
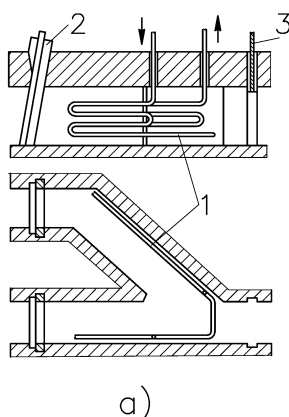


Рис. 2.9. График, показывающий увеличение расхода сжатого воздуха при его охлаждении перед потребителем

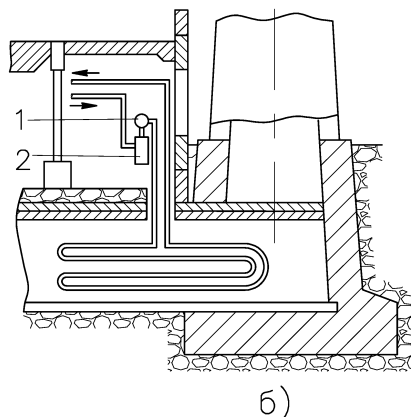


Рис. 2. 10. Схемы подогрева сжатого воздуха: а – авторы С.А. Сидоров и А.М. Баншиков ; б – Ижорского завода

При подогреве сжатого воздуха следует учитывать опасность возгорания и даже взрыва паров масел, находящихся в воздухе. Воздух, поступающий для подогрева, должен быть очищен от масел и твёрдых частиц. Кроме того, необходимо выполнить ряд других мер и правил повышения надёжности и безопасности устройств подогрева, приведённых в работе [32, 38, 39, 40].

В системах с подачей воздуха турбокомпрессорами и другими типами «безмасляных» компрессоров опасность возгорания и взрыва исключается. Подогрев сжатого воздуха, поступающего к пескоструйным аппаратам, не только сокращает потребление воздуха, а и значительно улучшает их работу (снижает износ и устраняет забивание сопел).

На рис. 2.11 приведены кривые, иллюстрирующие экономию сжатого воздуха для объёмного расхода в зависимости от температуры его подогрева. Кривые 1 – полезный объёмный расход, 3 – при истечении, а 2 – средний расход.

Для пневмоприводов (кроме пневмомолотов) подогрев воздуха, как правило, не применяется. Интенсивность охлаждения сжатого воздуха в пневмолиниях зависит от температуры и скорости движения сжатого и окружающей среды воздуха, теплопроводности и теплоизоляции трубопроводов. Снижение тепловых потерь можно обеспечить увеличением скорости движения воздуха в пневмолинии от компрессора до потребителя.

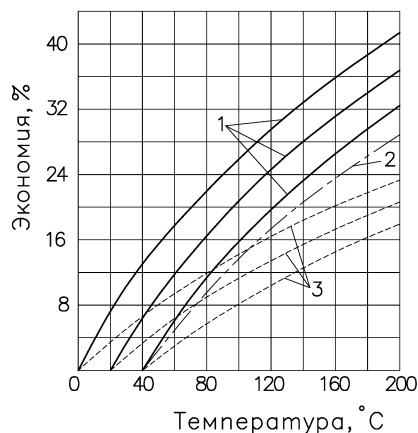


Рис. 2. 11. График экономии сжатого воздуха при подогреве

Определение температуры охлаждения воздуха в пневмолиниях позволяет: оценить тепловые потери; выбрать места установки тепловой изоляции и влагоотделителей, подогрева участка линии. Методика расчёта изменения термодинамических параметров воздуха в пневмолиниях приведена в работе [57].

2.1.19. Выбор запорной аппаратуры для магистральных и разводящих пневмолиний

Так как эта аппаратура относится к проточным устройствам, она должна удовлетворять следующим основным требованиям: минимальными сопротивлением (рекомендуемое значение – $\leq 0,02$ МПа одного устройства), габаритами и массой; высокой герметичностью и надёжностью; низкой трудоёмкостью монтажа и техобслуживания.

Коротко о применении основных видов этой аппаратуры для пневмолиний.

Шаровые краны предназначены для перекрытия и регулирования подачи воздуха в пневмолиниях с диаметром условного прохода (10 – 1000) мм и давлением до 5 МПа (исполнение с ручным приводом выпускают для диаметра условного прохода до 150 мм).

Их основные преимущества, по сравнению с задвижками и вентилями: небольшие габариты и масса; низкое гидравлическое сопротивление; высокая герметичность в ме-

стах перекрытия потока и уплотнения шпинделя с корпусом; надёжность и долговечность (например, средний срок службы шаровых кранов российской фирмы РОНЕКС – (25 – 30) лет, (20000 – 25000) циклов открыто-закрыто, гарантия – 5 лет); простота конструкции, монтажа и эксплуатации; высокая скорость переключения. Недостатки этих кранов: относительно высокая стоимость; возможность заклинивания при длительной эксплуатации для исполнений с нестойкими к коррозии и загрязнениям элементами.

При выборе исполнения шаровых кранов следует учитывать следующее. Краны с затяжкой через резьбу просты, но для обеспечения хорошей герметичности необходимо значительное усилие натяжения пробки, которое необходимо регулировать при каждом перекрытии этих кранов. Краны с конусным запирающим элементом, по сравнению с затяжкой, обеспечивают большую герметичность утечкам сжатого воздуха атмосферу, но из-за быстрого износа сальниковой набивки требуют частого обслуживания.

Для обеспечения более высокой герметичности (особенно для больших условных проходов) рекомендуется выбирать сальниковые краны со смазкой.

Полнопроходные краны с заслонкой по параметру гидравлического сопротивления не уступают шаровым кранам, что позволяет рекомендовать для применения в пневмосистемах. Их габариты больше шаровых кранов.

Задвижки. Их достоинство – меньшая стоимость, по сравнению с шаровыми кранами, а недостатки – большие габариты, масса и гидравлическое сопротивление (последнее из-за меньшего проходного сечения, чем у присоединяемого трубопровода). Кроме того, из-за быстрого износа уплотнителей появляются значительные утечки. Указанные недостатки ограничивают их применение в пневмолиниях.

Вентили выпускают с внутренним диаметром до 50 мм и применяют в линиях: сброса конденсата и давления из резервуаров устройств; отключения устройств при их проверке и ремонте; кратковременного расхода воздуха (например, для наполнения ёмкостей). Из-за большого сопротивления и утечек, применение их в линиях с постоянной подачей воздуха не рекомендуется.

Поворотные диафрагмы из-за большого сопротивления практически не нашли применения в пневмолиниях.

Клапаны обратные используются для перекрытия участков пневмолиний за их выходным отверстием при падении давления воздуха в линии до его входного отверстия (например, при разрыве трубопровода). Их изготавливают в различных исполнениях с диаметром условного прохода от 4 до 300 мм, диапазоном рабочего давления от 0,6 до 5 МПа. Для пневмолиний с диаметром условного прохода ≥ 50 мм применяют обратные клапаны с дисковым затвором, а для диаметров до 50 мм – обратные клапаны с сферическим, коническим и плоским запорным элементом (например, по ГОСТ 21324). Основ-

ные требования при их выборе: небольшие габариты и гидросопротивление; высокая герметичность и надёжность перекрытия обратного потока.

Применение запорных клапанов (в т. ч. управляемых сигналами автоматизированной системы) для отключения неработающих участков пневмосистемы и оборудования позволяет значительно сократить потери сжатого воздуха и окупается в срок < 1 года.

Подробнее о распределительной и запорной аппаратуре см. в [23, 37, 43, 62, 63].

2.1.20. Трубопроводы пневмолиний

Выбор трубопроводов проводят с учётом: рабочего давления и температуры сжатого воздуха; агрессивности и температуры окружающей среды; вида его соединений, условий монтажа; требований безопасности; массы; стоимости и других факторов.

Магистральные и разводящие линии изготавливают с применением жёстких трубопроводов, но для защиты от агрессивного воздействия окружающей среды и исключения коррозии, имеется тенденция применения толстостенных пластмассовых трубопроводов. Коммутационные линии изготавливают из жёстких и эластичных трубопроводов.

Жёсткие трубопроводы изготавливают из стальных, латунных, медных, алюминиевых и алюминиевых сплавов труб, обеспечивающих высокую надёжность в условиях эксплуатации при высоких значениях давления и температуры окружающей среды и сжатого воздуха, пульсации давления и возможности механических повреждений.

Трубопроводы из углеродистой стали имеют наименьшую стоимость и пригодны для работы при высоком уровне давления, но их сопротивление из-за шероховатости внутренней поверхности большое, и они подвержены коррозии. Для предохранения от коррозии делают антикоррозийные покрытия, что повышает сроки службы и снижает содержание в них ржавчины и окалина при эксплуатации. Но гальваническое цинковое покрытие при наличии в сжатом воздухе жидкой влаги не защищает от коррозии.

При высоких требованиях к качеству очистки сжатого воздуха применяются стальные нержавеющие, алюминиевых сплавов, латунные и медные трубопроводы.

Трубопроводы из меди, медных и алюминиевых сплавов отличаются достаточно высокой гибкостью, удобны для применения на коротких участках со сложными изгибами и при необходимости подгонки в процессе монтажа. Эти преимущества в наибольшей степени проявляются при небольших диаметрах (до 25 мм). Обычно их изготавливают без специальных покрытий против коррозии, однако стоимость их достаточно высока.

Всё большее применение находят трубопроводы и соединения из алюминия с полимерным покрытием. Их преимущества: небольшое гидросопротивление; высокая долговечность (например, французская фирма Transair даёт гарантию ресурса 50 лет), меньшая стоимость по сравнению с медными, латунными и нержавеющей стали трубами.

Примечание. Трубопроводы, предназначенные для передачи воздуха при температуре минус 50°C и ниже, рекомендуется изготавливать из латунных или медных труб.

Эластичные (гибкие) трубопроводы изготавливают из синтетических (нейлона, полиуретана, полиамида, полихлорвинила и др.) и резинотканевых материалов.

В настоящее время синтетические трубопроводы для коммутационных линий вытесняют металлические и резинотканевые, позволяя снизить их стоимость и массу, исключить коррозию, облегчить монтаж и демонтаж. Для повышения прочности и защиты от механических повреждений эластичные трубопроводы изготавливают с армированием металлом или применяют защитные рукава и оплётки. Калиброванные по наружному или внутреннему диаметру синтетические трубопроводы с диаметром от 3 до 22 мм пригодны для монтажа с использованием ниппельных и быстроразъёмных соединений.

Их эластичность (в зависимости от состава материала минимальный радиус изгиба лежит в пределах от 4 до 8 значений наружного диаметра), устойчивость к перегибам и прочность обеспечивает надёжную и долговременную работу.

Имеются эластичные витые трубопроводы и многоканальные пневматические кабели, состоящие из 2-х или более спаянных синтетических труб.

Области применения эластичных трубопроводов: подвод сжатого воздуха к устройствам в труднодоступных местах и закреплённым на механизмах с относительным перемещением; для поочерёдного подключения к различным потребителям от одного источника. При достаточно больших перемещениях устройств при работе эффективно применение для коммутации витых эластичных трубопроводов.

Синтетические трубопроводы пригодны при температуре окружающей среды от - 30°C до + 60°C (имеются исполнения до + 80°C) и давлении сжатого воздуха от 0,8 до 2,0 МПа. Необходимо учитывать, что при температурах выше 50°C их прочность снижается примерно в (1,5 – 2) раза.

Недостатки эластичных трубопроводов из резины, резинотехнических материалов и мягких пластмасс: низкая долговечность; высокое гидросопротивление (из-за трения и потерь волнового характера) и опасность для окружающих при ненадёжном креплении. Из-за этих недостатков их применение следует ограничивать короткими участками коммутационных линий, в т. ч. и к ручному пневматическому инструменту.

2.1.21. Выбор соединений

В пневмосистемах для подключения участков трубопроводов и устройств применяют неразъёмные и разъёмные соединения. При выборе предпочтение следует отдавать соединениям с низким сопротивлением при максимальном расходе и высокой долговечностью. Обычно низкое сопротивление имеют соединения с внутренним диаметром не

менее диаметра соединяемого трубопровода, проходным сечением без резких переходов и острых кромок, радиусом изгиба проходного канала не менее двух диаметров поперечного сечения.

Неразъёмные соединения обычно применяют для магистральных и разводящих трубопроводов, не требующих демонтажа. Их обычно выполняют стыковой сваркой (газовой для стальных труб с толщиной стенки до 3,5 мм и дуговой – свыше 3,5 мм) или пайкой (медных и латунных труб).

Разъёмные соединения нашли широкое применение и отличаются большим количеством видов, исполнений и типоразмеров.

По типу применяемого соединения с трубопроводами и устройствами их принято подразделять на резьбовые, цанговые, ниппельные и фланцевые.

Резьбовые соединения обычно применяют для условных проходов до 32 мм (реже до 50). Ограничение по размеру вызвано тем, что с увеличением диаметра резьбы возрастает сила затяжки (особенно в соединениях по наружному конусу и с торцевыми уплотнителями), что усложняет монтаж и может привести к повреждению корпусных деталей.

На рынке имеются соединения с резьбой, покрытой слоем тефлона, что обеспечивает герметичность без применения дополнительных уплотнительных элементов и взаимозаменяемость с близкими по шагу резьбой. Их основной недостаток – малая долговечность из-за потери герметичности при монтаже и демонтаже более (4 – 5) раз.

Фланцевые соединения обычно используют для коммутации трубопроводов и устройств с диаметром условного прохода свыше (25 – 32) мм. Их основной недостаток – необходимость регулярной подтяжки крепежа для обеспечения герметичности.

Соединения с цанговым зажимом (иногда их называют *быстроразъёмными*) получили наибольшее применение для эластичных трубопроводов.

Типичные для ведущих зарубежных изготовителей соединения с цанговым зажимом функционируют в рабочем диапазоне давления от - 0,099 (вакуум) до 0,8, 1,0 и 1,5 МПа, при температуре окружающей среды от 0 до + 60°C. Конструкция зажимного узла соединения унифицирована для всех других видов соединений, входящих в комплексы (штуцеров, угольников, тройников, переходников, коллекторов и др.).

Имеются соединения с цанговым зажимом для подачи воздуха в поворотные (качающиеся) устройства, функционирующие в диапазоне рабочего давления от - 0,09 (вакуум) до 1,0 МПа при частоте вращения, зависящей от условного прохода.

Соединения ниппельного типа применяются для резиновых, резинотканевых и пластмассовых трубопроводов низкого и среднего уровня давлений (для высокого давления их применяют редко) с небольшим проходным сечением. Ассортимент соединений этого типа: прямые и угловые ниппельные соединения с резьбовым штуцером; тройники ниппельные со штуцером; угольники, тройники и крестовины ниппельные,

если герметичность задана падением давления [23, 37, 62].

Быстроразъёмные соединения предназначены для быстрого подключения потребителей к линии подачи воздуха. Они выпускаются без перекрытия, с односторонним и двусторонним перекрытием потока при разъёме [37, 62]. Применение соединений с перекрытием потока значительно снижает потери воздуха в системах.

Отметим появление на рынке соединительной арматуры из алюминия с полимерным покрытием (например, фирмы Transair), имеющей следующие преимущества перед традиционным исполнением: лёгкий монтаж (демонтаж) линий любой конфигурации без сварочных работ; удобство встраивания в оборудование; высокую коррозионную стойкость и долговечность; работу в широком диапазоне температур; возможность обеспечения дополнительной подачи воздуха к рабочим местам без снятия давления в магистрали; минимальные утечки воздуха и сопротивление, а также затраты времени на обслуживание. Всё это значительно сокращает эксплуатационные затраты.

Коллекторы предназначены для разветвления линий подачи сжатого воздуха (или сообщения с вакуумом) от одного источника к нескольким потребителям. Их применение снижает потери давления и утечки, упрощает монтаж и сокращает количество концевых штуцеров, тройников, крестовин. Коллекторы выпускают: в виде плит и планок, предназначенных для непосредственного монтажа с распределителями или для подсоединения к ним трубопроводов; секционные, позволяющие путём их набора обеспечить требуемое для пневмолинии количество отводов воздуха.

Основные параметры коллекторов на рынке: диапазон рабочих давлений от вакуума до 1,0 МПа; количество отводов воздуха 3, 6 и 10; наружный диаметр трубопроводов 3,2, 4 и 6 мм; рабочий диапазон температуры окружающей среды от 0 до 60°C.

Дополнительные сведения и рекомендации по выбору трубопроводов, соединений и коллекторов можно найти в [23, 37, 60, 62].

2.1.22. Датчики, измерительные приборы и устройства управления

Эти устройства позволяют снизить затраты за счёт повышения контроля и надёжности работы пневмосистем. Основные критерии при их выборе – стоимость, надёжность, точность и габариты.

Манометры измеряют давление, а дифференциальные манометры – перепад давления, обеспечивая контроль рабочего давления и сопротивления в пневмосистеме. По их визуальным показаниям или сигналам принимаются меры по обеспечению требуемого уровня рабочего давления, замене фильтроэлементов, очистке устройств и линий при недопустимом увеличении сопротивления из-за загрязнённости и др.

Термометры контролируют температуру сжатого воздуха в пневмосистеме и окружающей среде, что необходимо для обеспечения надёжного функционирования ком-

прессоров, устройств очистки и осушки, аппаратуры и устройств управления.

Расходомеры измеряют расход сжатого воздуха на участках пневмосистем, обеспечивая контроль установленных норм для подразделений и потребителей предприятия.

Коротко о возможности применения их основных типов в пневмосистемах.

Турбинные счётчики. Принцип действия базируется на измерении частоты вращения размещённого в трубопроводе ротора, которая прямо пропорциональна скорости, т. е. объёмному расходу воздуха. При наличии в счётчике электронного блока можно измерять и передавать на центральный пульт данные расхода воздуха. Эти счётчики мало чувствительны к наличию загрязнений и имеют высокую точность измерений.

Вихревые счётчики также размещают в трубопроводе. Принцип действия основан на измерении частоты колебаний, возникающих в потоке в процессе вихреобразования. По точности измерения они уступают турбинным.

Ультразвуковые счётчики измеряют расход путём подачи ультразвуковых лучей в направлении по потоку и против потока с последующим определением разницы времени прохождения этих лучей, которая пропорциональна скорости течения газа. Из-за большой погрешности эти счётчики редко применяют в пневмосистемах.

Термоанемометрические счётчики измеряют скорость потока воздуха газа в определённой месте (точке) трубопровода с последующим расчётом расхода умножением измеренного значения скорости на площадь поперечного сечения этого трубопровода и коэффициент, зависящий от характера распределения скоростей в потоке. Наличие влаги в воздухе приводит к большим погрешностям измерения, что практически исключает их применение в пневмосистемах.

Для измерения мгновенных расходов сжатого воздуха рекомендуется применять стандартные расходомеры (диафрагмы, сопла и трубки Вентури), а для расхода за определённый промежуток времени – турбинные счётчики.

Датчики обеспечивают контроль и передачу информации о параметрах сжатого воздуха и функционировании компонентов пневмосистем, подают сигналы при выходе из строя, авариях устройств.

Датчики наличия в сжатом воздухе загрязнителей позволяют постоянно контролировать степень очистки сжатого воздуха от конкретного вида загрязнителей. Например, для постоянного контроля содержания масла в режиме реального времени применяют датчик (анализатор) содержания масла «oilguard PRO» (ФПГ). Он контролирует содержание масла визуально на дисплее или позволяет передавать данные на расстояние (при необходимости со световой или звуковой сигнализацией). Аналогичную задачу решают датчики влажности сжатого воздуха.

Датчики перепада давления с световым и звуковым сигналом используются для контроля загрязнённости и разрушения (прорыва) фильтроэлементов.

Датчик уровня конденсата в ёмкостях даёт команду на сброс конденсата или сигнал о достижении предельного уровня, при котором может произойти прорыв в систему.

Временные устройства (таймеры) управляют переключением компрессоров, устройств отвода конденсата, баллонов адсорберов осушителей и др. устройств путём подачи сигнала (электро- или пневматического) через заданный промежуток времени.

2.1.23. Автоматизированные системы управления (АСУ)

АСУ с программным обеспечением повышают эффективность работы пневмосистем, компрессорных станций и установок, устройств осушки. Они выпускаются в различных исполнениях по функциональным возможностям и условиям применения.

Приведём ряд кратких сведений о АСУ для пневмосистем (подробную информацию следует запрашивать у поставщиков или найти в [37]).

Микропроцессорные блоки «Air master S1» обеспечивают настройку, контроль рабочих параметров и функционирование компрессоров в режиме реального времени с выдачей информации о времени их наработки и необходимости техобслуживания, что позволяет повысить надёжность работы компрессоров и обходиться без оператора.

Примерно аналогичные блоки управления компрессорами и группами компрессоров (до 16 ед.) поставяет фирма «BOGE» в версиях: базовой (BASIK), универсальной (FOCUS), оптимальной (PRIME).

Используемая в отечественной практике АСУ «METACENTRE» обеспечивает:

- управление и контроль работой компрессоров разных изготовителей и любой производительности, расположенных на расстоянии до 1 км;
- снижение энергопотерь в пневмосистемах с переменным расходом воздуха до 25%, по сравнению с традиционными системами управления, за счёт уменьшения диапазона давления в сети и подачи необходимого объёма сжатого воздуха потребителям без использования частотного регулирования производительности;
- контроль давления у потребителей, а не только на выходе из компрессоров;
- сбалансирование среднего количества часов эксплуатации компрессоров, что снижает эксплуатационные затраты и повышает надёжность их работы за счёт оптимизации регламента техосмотров и обслуживания (включая ремонт);
- установку приоритетности запуска компрессоров в сети;
- визуализацию основных параметров.

АСУ «SIGMA AIR MANAGER» компрессорными станциями относится к наиболее совершенным системам. Наряду с функциями, характерными для систем управления этого типа, она обеспечивает:

- максимальное сокращение энергозатрат на производство воздуха, реализуя способ регулирования производительности по реальной потребности, в отличие от АСУ, в ко-

торых экономия энергозатрат достигается за счёт минимизации диапазона давления и числа переключений (см. раздел 2.1.18). Применение в этой системе промышленного компьютера позволяет не только оптимально регулировать производительность, а и даёт возможность получать данные о режимах работы компрессорного оборудования, потреблении энергии и затратах на производство сжатого воздуха;

- возможность подключения и передачи информации в сервисный центр фирмы для диагностики и необходимого техобслуживания, что повышает надёжность;

- управление компрессорами «Кайзер» и других фирм.

Например, внедрение на Воронежском авиационном заводе компрессоров с высокоэффективной АСУ при затратах 21,1 млн. руб. обеспечило годовую экономию ≈ 47 млн. руб.

Значительное повышение надёжности работы системы воздухообеспечения и сокращение затрат на техобслуживание обеспечивает АСУ с датчикам контроля работы фильтров, устройств слива конденсата, запорных клапанов и других устройств.

Устройства автоматизации плавного запуска электродвигателей компрессоров минимизируют энергопотери за счёт снижения пиковой нагрузки тока, повышают надёжность их работы, исключают механические удары при пуске и остановке.

Применение современных централизованных АСУ пневмосистемами с входящими в неё системами управления и контроля работы компрессоров обеспечивает:

- получение и обработку информации о объёме производства и качестве очистки сжатого воздуха, расходе воздуха потребителями, физическом состоянии и отказах компрессорного оборудования и других компонентов пневмосистемы; регистрацию и обработку экономических показателей производства сжатого воздуха на предприятии;

- управление компрессорами для их эффективной работы и минимизации колебаний давления в сети;

- контроль и управление компонентами пневмосистемы (устройствами осушки, фильтрами, расходомерами, датчиками, отсечными и сброса конденсата клапанами);

- определение сменных, суточных и месячных потреблений воздуха предприятием, подразделениями и отдельными потребителями;

- возможность дистанционного техобслуживания и ряд других действий.

Обработка этих данных на ЭВМ позволяет ускорить разработку и реализацию мер повышения эффективности и надёжности пневмосистем.

Применение централизованных АСУ снижает энергопотери в пневмосистемах на (12 – 30)%, а средний срок окупаемости затрат обычно составляет (1,2 – 2) года.

Отметим, что стоимость микропроцессорных блоков и других устройств АСУ имеет устойчивую тенденцию к снижению.

2.1.24. Выполнение правил расположения, монтажа и техобслуживания пневмолиний

Приведём наиболее важные требования к расположению и монтажу пневмолиний.

1. Линии подачи сжатого воздуха цехам, участкам и крупным группам потребителей рекомендуется выполнять по замкнутой схеме. Это позволяет проводить техобслуживание без отключения всей системы и значительно снизить энергопотери на гидравлическое сопротивление при подаче воздуха потребителям.

2. До монтажа все компоненты пневмолиний должны быть очищены.

3. Во избежание обводнения и засорения магистральные и разводящие линии необходимо монтировать с уклоном (3 – 5)° в сторону движения потока воздуха к нижней точке водосборников и фильтров с конденсатоотводчиками.

4. Отводы к потребителям сжатого воздуха от разводящей линии следует подсоединять сверху, что значительно снижает попадание в них конденсата и твёрдых частиц (это требование относится и к системам с централизованной осушкой воздуха). При невозможности подсоединения отвода сверху, его необходимо выполнить сбоку.

5. Пневмолинии должны быть надёжно закреплены для исключения прогибов и смещений трубопроводов. Это позволяет снизить утечки в местах соединений и отложение загрязнителей, уменьшить затраты на техобслуживание и повысить срок службы пневмолиний. К образованию впадин может привести удлинение пластмассовых трубопроводов при высокой температуре окружающей среды. Если исключить впадины невозможно, в наиболее низких местах необходимо установить устройства для сбора и удаления конденсата и твёрдых загрязнителей (например, типа АУС изготовителя НПП ООО ЭНСИ).

6. Фильтры-влагоотделители и конденсатоотводчики монтируются в вертикальном положении (отклонение от вертикали не должно быть более 5°), а направление потока воздуха и сброса конденсата должно соответствовать стрелке на корпусе или крышке.

7. Ёмкость водосборников должна иметь достаточный объём для сбора конденсата и присоединительные отверстия для продувки, поступления и отвода конденсата.

8. Так как наличие твёрдых загрязнителей приводит к заклиниванию подвижных деталей, засорению демпферных и отводящих отверстий конденсатоотводчика, заборная трубка отвода к нему конденсата должна быть расположена выше уровня возможного скопления твёрдых загрязнителей в водосборнике. В линии подвода конденсата к конденсатоотводчику следует установить вентиль для отсоединения конденсатоотводчика для профилактики и ремонта без отключения сети.

9. Отверстие для подсоединения вентиля сброса давления и продувки должно быть расположено в нижней части водосборника.

10. Устройства удаления конденсата необходимо регулярно проверять и очищать.

11. Наружные пневмолинии с наличием жидкой влаги должны прокладываться ниже уровня промерзания грунта, а линии с осушенным воздухом могут быть расположены в зоне промерзания грунта, но не менее 0,8 м от верхней поверхности трубопровода до поверхности земли. Подземные линии с давлением сжатого воздуха до 1 МПа должны иметь уклон по рельефу местности не менее 3° по течению и не менее 5° против течения, а линии отвода ответвлений прокладывают с уклоном (3 – 5)° к магистрали.

12. При расположении пневмолиний в местах с минусовой температурой среды, их необходимо надёжно теплоизолировать или располагать в траншеях рядом с паропроводами.

13. Отогревание пневмолиний и устройств при замерзании в них влаги производят паром, горячей водой или воздухом. Применение для этой цели открытого источника огня (например, горелок) не допускается.

14. При входе магистральной линии в помещение необходимо устанавливать фильтр-влагоотделитель с автоматическим сбросом конденсата, размещая его в месте, исключающем обмерзание при минусовых температурах.

15. Трубопроводы пневмолиний рекомендуется применять из антикоррозионных материалов или с антикоррозионным покрытием, особенно это важно для участков коммуникационных линий от фильтра до пневмоустройств потребителей.

16. Разводящие линии в помещениях не должны быть скрытыми, так как это значительно усложнит их обслуживание и осмотры.

17. Магистральные и разводящие линии рекомендуется прокладывать с наименьшим количеством изгибов и поворотов.

18. Прямые и крутые повороты следует заменять на колена большего диаметра или с большим радиусом изгиба, что снизит их сопротивление.

19. При невозможности очистить сильно загрязнённые участки трубопроводов, их следует заменить или рядом проложить дополнительно трубопровод.

20. Расположение компонентов пневмолиний должно обеспечивать удобный доступ к ним для монтажа, демонтажа и обслуживания.

21. Соединения нагнетательных трубопроводов в компрессорной следует выполнять сваркой или с использованием обжимных фитингов (применение резьбовых соединений, не обладающих термостойкостью уплотнителей и пакли не допускается).

Выполнение этих требований снижает затраты за счёт: например, возможности обойтись без осушки сжатого воздуха при прокладке пневмолиний, исключающей их обмерзание при минусовой температуре окружающей среды; снижения потерь сжатого воздуха на продувку при наличии водосборников с устройствами сброса конденсата и обеспечении необходимого уклона трубопроводов; уменьшения потерь давления из-за

резких поворотов, загрязнения и обводнения трубопроводов; снижения загрязнения воздуха, подаваемого потребителям, при правильном его заборе из разводящих линий.

Подробно о монтаже и техобслуживании пневмолиний см. [37, 43, 60, 62, 73, 83].

2.1.25. Снижение затрат при очистке сжатого воздуха

Снижение суммарных затрат на очистку сжатого воздуха на 30% можно обеспечить оптимальным выбором: класса чистоты сжатого воздуха; способов, схем, мест размещения пневмолиний и устройств очистки; датчиков и устройств контроля и регулирования параметров устройств очистки; регламентов техобслуживания пневмосистем.

Следует знать, что осушка сжатого воздуха, исключающая конденсацию влаги в пневмосистемах, обеспечивает снижение затрат на их техобслуживание в несколько раз.

Очистка и осушка сжатого воздуха на предприятии может быть централизованной (на компрессорной станции или установке), децентрализованной (для групп или отдельных потребителей) и комбинированной (сочетанием централизованной с дополнительной установкой фильтров и осушителей у некоторых потребителей).

Централизованная очистка и осушка на компрессорных станциях и установках рациональна при одинаковых требованиях потребителей к качеству сжатого воздуха.

Децентрализованная очистка и осушка обычно целесообразна при потреблении сжатого воздуха низкого качества очистки более чем на (15 – 20)% от общего расхода.

Для пневмосистем с разными требованиями потребителей к качеству сжатого воздуха рекомендуется комбинированная (например, централизованная осушка на компрессорной станции и установка у потребителей фильтров с требуемой тонкостью фильтрации или осушителей с более глубокой степенью осушки).

Выбор степени очистки сжатого воздуха проводят с учётом: требований потребителей к надёжности их работы; исключения возможности обмерзания внутренних сечений пневмолиний и выхлопных отверстий пневмодвигателей; предотвращения коррозионного разрушения и недопустимого обводнения пневмолиний и устройств.

Необходимо помнить, что достижение более высокой степени очистки сжатого воздуха приводит к увеличению суммарных затрат. Так, завышение требований к очистке на один класс по твёрдым частицам ГОСТ 17433 увеличивает потери давления на фильтре на (15 – 20)%, а завышение требований к осушке (точки росы) на 10°C повышает энергопотери на (25 – 35)%. Напомним, что повышение сопротивления в сети из-за устройств очистки на 0,1 МПа увеличивает удельные затраты на производство сжатого воздуха на ≈ 7%. Это обстоятельство следует учитывать при их выборе и эксплуатации.

Оптимальное решение очистки сжатого воздуха на предприятии позволяет значительно уменьшить потери от брака в производстве и затраты на техобслуживание пневмосистемы и оборудования потребителей.

Подробные сведения и рекомендации по выбору классов чистоты по ГОСТ 178433, ГОСТ Р ИСО 8573-1, ДСТУ 4169 и схемы размещения устройств очистки для их обеспечения можно найти в работах [23, 37, 53, 57, 62, 64].

Выбор устройств очистки (фильтров) от твёрдых частиц и жидкой влаги.

Для решения этой задачи приведём следующие сведения и данные по степени очистки сжатого воздуха от основных видов загрязнителей (масла, твёрдых частиц и воды), обеспечиваемой типовыми схемами размещения (ступеней очистки) фильтров.

1. При загрязнённости сжатого воздуха (12 – 14) классов по ГОСТ 178433 рекомендуется предварительная очистка его центробежным фильтром, что позволяет снизить энергопотери и повысить срок службы фильтроэлементов последующих ступеней очистки.

2. Остаточное содержание масла на выходе из фильтров каждой ступени очистки:

- предварительная ступень очистки центробежным фильтром с $\geq 85\%$ эффективностью по жидкой влаге – $< 16 \text{ мг/м}^3$;

- 1-я ступень с центробежным фильтром, оснащённым фильтроэлементом с $\geq 99\%$ эффективностью удаления частиц размером $\geq 3 \text{ мкм}$ – $< 5 \text{ мг/м}^3$;

- 2-я ступень с фильтром тонкой очистки с $\geq 99,9\%$ эффективностью удаления частиц размером $\geq 1 \text{ мкм}$ – $< 1 \text{ мг/м}^3$, а с фильтром тонкой очистки с $\geq 99,9\%$ эффективностью удаления частиц размером $\geq 0,3 \text{ мкм}$ – $\leq 0,3 \text{ мг/м}^3$;

- 3-я ступень с фильтром ультратонкой очистки с $99,999\%$ эффективностью удаления частиц размером $\geq 0,01 \text{ мкм}$ – $\leq 0,1 \text{ мг/м}^3$, а с эффективностью $99,99995\%$ – $0,03 \text{ мг/м}^3$;

- 4-я ступень с фильтром ультратонкой очистки с $\geq 99,99999\%$ эффективностью удаления частиц размером $\geq 0,01 \text{ мкм}$ – $\leq (0,01 - 0,008) \text{ мг/м}^3$, т. е. сжатый воздух практически очищен от жидкой фазы масла и содержит только его пары.

Внимание! Остаточное содержание твёрдых частиц и жидкой воды на ступенях очистки по пункту 2 значительно меньше значений, указанных для масляных частиц, т. к. последние обладают более высокой проникающей способностью.

Выбор фильтров производится с учётом стоимости и эксплуатационных затрат, которые зависят от периодичности и стоимости замены или регенерации фильтроэлементов, очистки резервуаров от загрязнителей и энергопотерь из-за гидравлического сопротивления. При примерно равной стоимости суммарных затрат, предпочтение следует отдавать фильтрам с более низким сопротивлением, что позволит снизить энергопотери. При повышении сопротивления фильтров из-за загрязнения $> (0,035 - 0,04) \text{ МПа}$, фильтроэлементы следует регенерировать или заменить, так как стоимость энергопотерь в них сравнима с стоимостью нового фильтроэлемента. По этой причине, при покупке фильтров необходимо уточнять, входят ли в комплект поставки запасные

фильтроэлементы, а также их стоимость и сроки поставки при заказе.

Правильный выбор фильтров и своевременная замена или регенерация фотоэлементов позволяет сократить энергопотери в пневмосистемах на (5 – 7)%.

Отметим, что для большей части пневмосистем, в которых сжатый воздух используется в пневмоприводах, обдуве и ряде других операций достаточно использование центробежных фильтров с фильтроэлементами требуемой тонкостью очистки.

Выбор устройств осушки производят с учётом требований потребителей к точке росы сжатого воздуха для конкретных участков и устройств пневмосистемы (см. рекомендации по выбору в [37, 53, 57, 64]), их суммарной стоимости и др. факторов.

Примерное увеличение стоимости производства сжатого воздуха при применении основных типов осушителей составляет: «**воздух-воздух**» – до 2%; **рефрижераторных** – (3 – 8)%; **адсорбционных** – \approx (10 – 12)% в диапазоне температуры точки росы до минус 10°C, (15 – 20)% – до минус (20 – 40)°C, \approx 25% – до минус 70°C; **мембранных** – (15 – 25)%. Из этих данных видно, что глубокая осушка воздуха в минусовом диапазоне точки росы адсорбционными и мембранными осушителями значительно увеличивает затраты. При выборе адсорбционных и мембранных осушителей необходимо уточнять у поставщика расход (потери) сжатого воздуха на регенерацию (в адсорбционных) и обеспечения процесса осушки (в мембранных), так как они могут отличаться более чем в (1,2 – 1,5) раза.

При правильном выборе степени осушки сжатого воздуха энергозатраты на осушку перекрываются в несколько раз из-за снижения затрат на техобслуживание компонентов пневмосистемы и оборудования потребителей, потерь от брака и простоев.

Коротко рассмотрим основные типы промышленных устройств осушки [37, 62, 64].

Установки осушки «воздух-воздух» типа ОСВ наиболее просты, надёжны и экономичны по суммарным затратам для обеспечиваемого ими диапазона осушки. Их недостаток – обеспечение точки росы ($T_{тр}$) осушаемого воздуха не глубже, чем температура окружающего воздуха (T_o) плюс \approx 8°C. Области их применения: пневмосистемы, для которых достаточен обеспечиваемый ими диапазон осушки; предварительная осушка воздуха, подаваемого в адсорбционные, абсорбционные и мембранные осушители.

Рефрижераторные установки осушки (тип 1 – с капиллярными трубками, тип 2 – с тепловой ёмкостью) являются наиболее распространённым типом осушителей для обеспечения точки росы сжатого воздуха в диапазоне плюс (3 – 15)°C, что обычно достаточно для многих областей их применения (в зарубежной практике около 90% пневмосистем оснащены осушителями этого типа). Их достоинства – относительно низкие стоимость и эксплуатационные расходы по сравнению с адсорбционными и мембранными. Недостатки: невозможность обеспечения точки росы глубже 3°C; снижение энергоэффективности и возможность обмерзания капиллярных трубок при снижении произво-

длительности, непригодность для работы при низкой температуре сжатого воздуха (для типа 1); большие габариты и масса, колебание точки росы на выходе, низкий срок жизни холодильного компрессора из-за частых включений-отключений (для типа 2).

Примечание. По отзывам практиков фактическое значение температуры точки росы на выходе из рефрижераторных осушителей часто выше заданной. Так, при настройке точки росы 3°C, её реальное значение, в зависимости от ряда факторов, может быть (8 – 10)°C. При невозможности контроля реальной точки росы на выходе их них это может привести к негативным последствиям.

Мощность, затрачиваемая на охлаждение сжатого воздуха в этих осушителях, зависит от требуемого значения точки росы и температуры входного потока. Например, в типе 1 на достижение точки росы 3°C энергопотери увеличиваются на >10% по сравнению с достижением точки росы 10°C.

Отметим, что наличие масел и твёрдых частиц на входе в рефрижераторные осушители не оказывает прямого влияния на степень осушки сжатого воздуха, но загрязняет поверхности теплообменных элементов, приводя к значительным затратам на их очистку. По этой причине рекомендуется установка фильтра на их входе.

Адсорбционные установки осушки применяют для обеспечения минусовых значений точки росы сжатого воздуха. Из-за высоких суммарных затрат, по сравнению с осушителями теплообменного типа, применять их для осушки воздуха в плюсовом диапазоне точки росы, как правило, нерационально. Эффективность установок этого типа понижается при повышении температуры сжатого воздуха на входе. Так, при её значении 50°C производительность осушителя снижается на ≈ 40%, приводя к повышению стоимости осушки в (1,5 – 2) раза. При температуре воздуха на входе в осушители выше 35°C, его обычно предварительно охлаждают во вторичных охладителях, что позволяет снизить затраты.

Примечание. На рынке имеются исполнения адсорбционных установок с встроенными охладителями, в которых температура воздуха на входе допускается до 85°C.

Для пневмосистем, в которых нет необходимости постоянно поддерживать глубокую осушку сжатого воздуха, применение адсорбционных установок с байпасной линией снижает затраты на (30 – 40)% благодаря смешиванию с неосушенным воздухом.

Применение в адсорбционных установках автоматического регулирования точки росы снижает расход сжатого воздуха на регенерацию на (15 – 20)%.

Потери давления в адсорбционных установках обычно не превышают 0,01 МПа.

Адсорбционные установки с холодной регенерацией могут обеспечить осушку сжатого воздуха до точки росы минус 80°C. Они просты и надёжны, а их техобслуживание не требует больших затрат. Основной их недостаток – потери (15 – 25)% сжатого воздуха на регенерацию, что ограничивает применение в системах с значительными объёмами и переменным расходом осушенного воздуха (например, на станциях с периодиче-

ским отключением части компрессоров или участках системы с отключением части потребителей). Расход воздуха на регенерацию адсорбента зависит от давления на входе. Так, для обеспечения точки росы -40°C при работе установки с давлением на входе 0,5 МПа расход воздуха на регенерацию в $\approx 3,5$ раза больше по сравнению с осушкой до той же точки росы и равной производительности, но при давлении на входе 1,6 МПа.

Адсорбционные установки осушки с горячей регенерацией сложнее, дороже и требуют больших затрат на техобслуживание, срок службы адсорбентов в них меньше по сравнению с установками холодной регенерации. Основное их преимущество – энергозатраты, по сравнению с холодной регенерацией, меньше на (3 – 10)%, что особенно важно при расходах воздуха более (150 – 200) м³/мин.

Адсорбционные установки осушки с горячей регенерацией теплом сжатия на (40 – 50)% более экономичны по энергозатратам в сравнении с другими исполнениями этого типа. Однако область их рационального применения обычно ограничена безмасляными компрессорами с высокой температурой сжатия.

Мембранные установки осушки понижают точку росы сжатого воздуха на (30 – 35) $^{\circ}\text{C}$. Обеспечение более глубокой осушки (например на $\approx 55^{\circ}\text{C}$) приводит к значительному повышению расхода осушенного сжатого воздуха при работе. Их преимущества: небольшие габариты, лёгкость монтажа, низкие затраты на техобслуживание; функционирование без потребления электроэнергии, взрыво- и пожаробезопасность, широкий температурный диапазон подаваемого на вход сжатого воздуха (от 2 до 65 $^{\circ}\text{C}$). Недостатки: большие потери сжатого воздуха для обеспечения точки росы глубже минус 20 $^{\circ}\text{C}$, что ограничивает их применение для этого диапазона осушки производительностью до (1,5 – 3) м³/мин; очень высокие требования к степени очистки воздуха от загрязнителей на входе для исключения выхода из строя мембраны.

Примечание. Мембранные осушители не применяют в системах для дыхания, т. к. воздух в них теряет часть кислорода, что может сделать его непригодным для дыхания.

Абсорбционные установки осушки обычно используют для понижения точки росы сжатого воздуха не более чем на (10 – 12) $^{\circ}\text{C}$. Достоинства: простота и малая стоимость; низкое гидросопротивление; функционирование без потребления электроэнергии; взрыво- и пожаробезопасность; возможность применения в загрязнённых условиях.

Основные недостатки, ограничивающие область их применения: высокие эксплуатационные затраты при непрерывной работе из-за постоянного расхода абсорбента;

Таблица 2.6

Показатели	Теплообменные	Адсорбционные	Абсорбционные	Мембранные
Производительность, м³/мин	1,4 – 860	0,1 – 500	0,1 – 440	0,1 – 280
Тем-ра точки росы при р = 0,7 МПа, °С	(от +10 до +2) – У _х ; (Т _в + 6) – У _в ; (Т _а + 10) – У _а	до – 70 и выше	от + 10 до - 10*	от +10 до -20*
Гидросопротивление, МПа	(0,02 – 0,04) – У _х , У _в (0,003 – 0,012) – У _а	до 0,01	(0,005 – 0,01)	<0,003
Потребление э/энергии, кВт на 1 м³/мин	≤ 0,25 – У _х , У _в ; (0,06 – 0,11) – У _а	≤ 0,5 – хол/рег ≤ 1,2 – гор/рег	отсутствуют	
Потери с/в на осушку	отсутствуют	≤ 5% – гор/рег (10 – 25)% – хол/рег	(15 – 30)%	
Допускаемая max тем-ра с/в на входе, °С	45	35 – 50	35	60
Требование к с/в на входе	ограничение жидкого масла и т/ч** – У _х , У _в	жёсткое ограничение всех загрязнителей***		
Очистка с/в на выходе	не требуется	необходима от т/ч***		не требуется
Капитальные затраты	см. рис. 2.12			
Эксплуатационные затраты	см. рис. 2.13			
Место размещения	У _х , У _в – в помещении У _а в любом месте	в помещении	в любом месте при Т _а >2°С	

Примечания. 1. Данные приведены для диапазона рабочего давления осушителей (0,4 – 1) МПа.
2. Принятые в таблице сокращённые обозначения означают: **с/в** – сжатый воздух; **т/ч** – твёрдые частицы; **Т_в** и **Т_а** – температура соответственно охлаждающей воды и атмосферного воздуха; **У_х** – установки осушки с хладагентом, **У_в** – водой, **У_а** – воздухом. 3. Гидросопротивление, капитальные и эксплуатационные затраты приведены без фильтров на входе и выходе. 4. * – возможна более глубокая осушка; 5. ** – обеспечивается центробежным фильтром на входе. 6. *** – обеспечивается фильтрами тонкой и ультратонкой очистки.

ограничение по степени осушки; повреждения в пневмосистеме при выбросе раствора абсорбента в магистраль; необходимость очистки воздуха на входе от масел для исключения быстрого замасливания и снижения эффективности адсорбента.

Примечание. Имеются рекламные данные осушителей этого типа с нетоксичным, химически неактивным гранулированным абсорбентом и более глубокой осушкой воздуха [37].

Приближённую оценку осушителей разных типов можно сделать по данным таблицы 2.6 и относительной стоимости затрат (рис. 2.12 и 2.13).

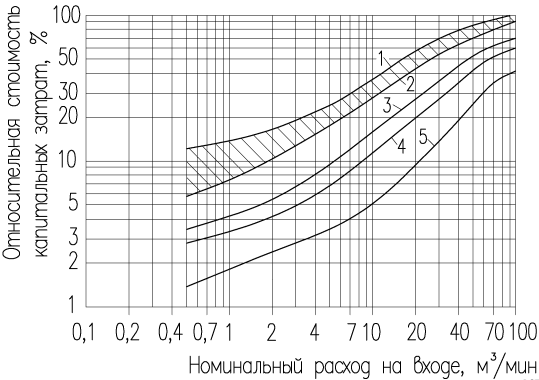


Рис. 2.12. Зависимость относительной стоимости капитальных затрат осушителей от производительности: область между 1 и 2 – адсорбционных; 3 – рефрижераторных; 4 – «воздух-воздух»; 5 – абсорбционных

Кривые относительной стоимости капитальных (первоначальных) затрат на рис. 2.12 построены на основе усреднённой стоимости для каждого типа осушителей, которая зависит от степени оснащённости их системами автоматики, фильтрами, приборами, объёма и сложности монтажных и пусконаладочных работ.

На рис. 2.13. приведены кривые, характеризующие зависимость относительной стоимости эксплуатационных затрат от объёма осушаемого воздуха в устройствах осушки разных типов: 1 и 2 – адсорбционного с точкой росы, соответственно, от минус 10 до минус 20°C и от 0 до плюс 10°C; 3 – рефрижераторного с жидкими хладагентами с точкой росы (3 – 10)°C; 4 – абсорбционного с точкой росы (2 – 15)°C; 5 – теплообменного с воздушным охлаждением (тип ОСВ) с точкой росы от +25°C до минус 20°C (в зависимости от температуры атмосферного воздуха). Приведённые на этом рисунке кривые построены на основе усреднённых данных, т. е. находятся примерно в середине области затрат для каждого типа осушителя. Так, например, при осушке сжатого воздуха в адсорбционных осушителях до точки росы минус 70°C затраты увеличиваются более чем в 2 раза (кривая 1А) по сравнению с усреднёнными (кривая 1). Кроме того, затраты в осушителях этого типа зависят от применяемого способа регенерации адсорбента (холодная или горячая), температуры и влажности сжатого воздуха на входе и др. факторов.

НПП ООО ЭНСИ приводит следующие сравнительные данные экономических показателей осушителей сжатого воздуха производительностью 100 м³/мин («воздух-воздух» ОСВ-25, Россия; фреонового FD - 600W, Бельгия; адсорбционного А-1000У2, Россия): капитальные затраты на ОСВ в (2 – 2,5) раза ниже, чем на FD - 1600W и в (3,5 – 4) – чем А-1000У2; годовые эксплуатационные затраты на ОСВ в (4 – 4,5) раза ниже чем на FD - 1600W и в (30 – 35) – чем А - 1000У2; себестоимость осушки 1000 м³ сжатого воздуха при трехсменной работе ОСВ в (2,5 – 3) раза ниже, чем FD - 1600W и в (10 – 11,5) – чем А-1000У2.

Эти данные свидетельствуют о том, как важно для снижения суммарных затрат правильно выбрать степень осушки воздуха и тип осушителя.

Для пневмосистем, расположенных в регионах с тёплым климатом, обычно до-

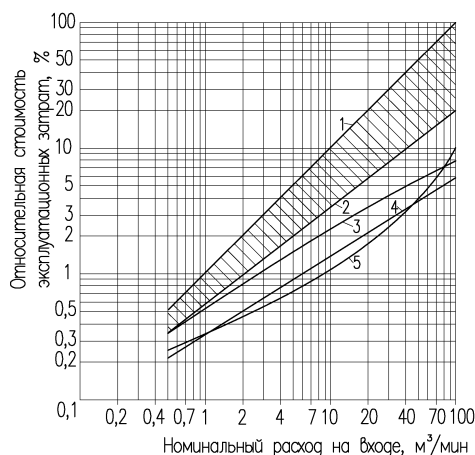


Рис. 2.13. Зависимость относительной стоимости эксплуатационных затрат осушителей от производительности: область между 1 и 2 – адсорбционных; 3 – рефрижераторных; 4 – «воздух-воздух»; 5 – абсорбционных

статочна осушка сжатого воздуха до точки росы: при малой протяжённости пневмолиний – (15 – 20)°С; большой – (5 – 12)°С°. Этот диапазон осушки обеспечивается установками теплообменного и абсорбционного типов.

Для пневмосистем с требованиями осушки до точки росы глубже 3°С применяют адсорбционные и мембранные осушители или комбинации различных способов осушки воздуха.

Выбор степени осушки сжатого воздуха (точки росы) для участков пневмосистем и устройств можно сделать по рекомендациям в работах [53, 57, 64].

Выбор дорогих устройств очистки и осушки обычно проводят в два этапа.

Предварительный этап. Из представленных на рынке устройств экспертным методом выбирают те, параметры которых отвечают конкретным требованиям заказчика.

Окончательный выбор устройств из выбранных на предварительном этапе проводят сравнением суммарных затрат (Z_{cy}) за расчётный период эксплуатации:

$$Z_{cy} = Z_{oy} + Z_{эну} + Z_{эу}, \quad (2.23)$$

где Z_{oy} – первоначальные затраты; $Z_{эну}$ – энергозатраты устройства на осушку сжатого воздуха; $Z_{эу}$ – затраты на эксплуатацию (техническое обслуживание, расходные материалы, запчасти и ремонт).

Примечание. Выбор расчётного периода эксплуатации приведён в разделе 2.2.6.

Рассмотрим составляющие суммарных затрат (Z_{cy}).

Первоначальные затраты (Z_{oy}), в общем случае, включают: стоимость осушителя, необходимых устройств управления и контроля, монтажа, наладки и инженерно-консалтинговых услуг поставщиков и сервисных организаций. Оценку этих затрат делают на основании данных стоимости поставщиков, а также сметной стоимости работ по вводу в эксплуатацию, представляемых их исполнителями. Затраты по вводу устройств очистки в эксплуатацию зависят от типа, производительности, оснащённости средствами автоматики. Ориентировочная стоимость 1 н/ч работ по монтажу – (15 – 22) долл., а пусконаладке – (25 – 32) долл. Эти данные не относятся к устройствам, которые поставляются готовыми для подключения.

Энергозатраты устройств на очистку ($Z_{эну}$) являются одним из основных параметров, которые влияют на их выбор. В общем случае стоимость этих затрат включает:

$$Z_{эну} = Z_{гсу} + Z_{эзу} + Z_{нву}, \quad (2.24)$$

где $Z_{гсу}$ – затраты из-за гидравлического сопротивления осушителей; $Z_{эзу}$, $Z_{осу}$ и $Z_{нву}$ – затраты соответственно на электроэнергию (например, в адсорбционных установках осушки с горячей регенерацией и теплообменных), на охлаждение воздуха (например, на входе в рефрижераторные осушители [67]) и из-за потерь сжатого воздуха в мембранных и адсорбционных установках осушки при их функционировании.

Затраты на эксплуатацию устройств очистки:

$$З_{\Sigma} = З_{обу} + З_{ру}, \quad (2.25)$$

где $З_{обу}$ – затраты на техобслуживание и расходные материалы, зависящие от периодичности, объёма и стоимости регламентных работ; $З_{ру}$ – затраты на запчасти и проведение ремонтных работ. Оценку $З_{обу}$ и $З_{ру}$ проводят на основе данных регламентов техобслуживания устройств очистки, приводимым в паспортах и инструкциях изготовителя.

Для грубой оценки затрат по обслуживанию осушителей приведём ряд данных.

Мембранные осушители. Практически не нуждаются в техобслуживании, так как не имеют изнашивающихся деталей и не подвержены коррозии, но необходимо следить за состоянием фильтров на входе, своевременно меняя их фильтроэлементы*. Замену мембранного модуля рекомендуется проводить примерно через 4 года, но часто это нецелесообразно из-за незначительной разницы в цене всего осушителя и модуля.

Абсорбционные осушители всех типов. Необходим постоянный контроль уровня абсорбента в баллоне, надёжности функционирования устройства сброса конденсата, состояния фильтров на входе и выходе. Требуется регулярное пополнение абсорбента (расход абсорбента составляет примерно 1 кг на 13 л поглощённой воды), частая ревизия и очистка устройства сброса конденсата, периодическая замена фильтроэлементов*.

Осушители адсорбционного типа с холодной регенерацией. Необходим контроль функционирования распределителей и состояния фильтров на входе и выходе. Требуется своевременная замена фильтроэлементов* и адсорбента (через ≈ 5 лет).

Осушители адсорбционного типа с горячей регенерацией. Необходим контроль функционирования распределителей, нагревательных элементов, нагнетателей атмосферного воздуха, состояния фильтров на входе и выходе и своевременная замена их фильтроэлементов*. Замена адсорбента через (3 – 4) года.

Осушители рефрижераторного типа. Необходим периодический контроль функционирования системы подачи хладагента, устройства сброса конденсата и загрязнённости фильтра на входе (при его отсутствии значительно увеличивается объём работ по очистке отложений загрязнителей на поверхности теплообменных элементов).

Осушители типа «воздух-воздух». Необходим периодический контроль работы вентилятора и устройства сброса конденсата.

Угольные фильтры. Замена фильтроэлементов зависит от концентрации масляных аэрозолей и паров в сжатом воздухе на входе. Если её значение не выше указанной изготовителями, замену фильтроэлементов обычно производят через (800 – 1200) ч.

Примечания. 1. * – Замену фильтроэлементов тонкой и ультратонкой очистки рекомендуется проводить не реже, чем через (3000 – 4000) ч. при загрязнённости сжатого воздуха на входе не выше указанной изготовителями, а также при превышении допустимого уровня сопротивления. 2. Стоимость фильтроэлементов зависит от его эффективности и типоразмера (обычно она составляет (12 – 35)% от стоимости фильтра). Относительно низкую стоимость имеют пластмассо-

вые, керамические, металлокерамические и сетчатые фильтроэлементы.

2.1.26. Устройств сбора, удаления и сепарации конденсата

Выбор этих устройств должен обеспечивать их надёжную работу при минимальных суммарных затратах (стоимости и эксплуатации).

Объём резервуаров для сбора конденсата выбирают с учётом: максимального значения расхода сжатого воздуха и содержания в нём конденсата на участке пневмолинии; эффективности устройства очистки; периодичности отправки собранного в резервуаре конденсата на сепарацию. Методы и примеры расчёта содержания влаги в пневмолиниях приведены в работах [53, 57, 64]. Эффективность улавливания жидкой влаги приводится в технических характеристиках устройств очистки, а периодичность отправки конденсата на сепарацию устанавливается регламентом техобслуживания пневмосистемы предприятия.

Слив конденсата, как правило, производится автоматическими конденсатоотводчиками, что позволяет снизить потери сжатого воздуха. Конструкции и характеристики конденсатоотводчиков можно найти в [23, 37, 53, 62].

Грубую оценку энергопотерь (кВт·ч) в день в сети с давлением сжатого воздуха 0,7 МПа при использовании разных способов сброса конденсата можно сделать по следующим данным [73, 100]: устройств сброса с электронной системой контроля конденсата по уровню – < 0,1 (наименьшие энергопотери); конденсатоотводчиков с таймером – 0,4; поплавковых (с вероятностью заклинивания при открытом сливе) – 1,89; устройств ручного сброса с наполовину открытым отверстием слива – 17,3 (при этом способе потери воздуха можно уменьшить заменой вентиля на распределители с автоматическим перекрытием сброса при снятии усилия включения).

Производительность конденсатоотводчиков (расход конденсата через сливное отверстие в дренаж) должна гарантировать надёжный отвод максимально возможного скопления конденсата в резервуарах фильтров и водосборников в установленный промежуток времени между сливами.

Выбор устройства сепарации конденсата производят с учётом максимального содержания и вида конденсата, требуемой степени очистки конденсата от загрязнителей (масел, пыли, железа, свинца, меди, диоксида серы и др.). Утилизация (слив в дренаж) неочищенного конденсата приводит к загрязнению окружающей среды и наказывается государством штрафами. Очистку конденсата проводят службы предприятий или сервисные организации. Затраты в промышленно развитых странах на очистку 1 м³ конденсата до санитарных норм содержания масла в сбрасываемой в дренаж воде (≤ 20 мг/л) составляют от 50 до 180 долл. [73].

В пневмосистемах могут быть два вида конденсата: с разделяемыми и не разделяе-

мыми силой тяжести загрязнителями.

В разделяемом конденсате масло всплывает, образуя пленку на поверхности воды, а тяжёлые частицы скапливаются на дне. Для очистки такого конденсата от масла до требований санитарных норм при расходах воздуха до 100 м³/мин обычно применяют последовательный способ улавливанием масла – флотация → фильтрация → абсорбция. Примерное значение объёма резервуара для флотации (V_p) при этом способе в зависимости от производительности компрессора (Q_k) приведено в таблице 2.7.

Таблица 2.7

Q_k , м ³ /мин	1 – 1,5	2 – 2,5	4 – 6	7 – 9	12 – 16	25 – 35	50 – 70	80 – 100
V_p , в литрах	12 – 20	22 – 30	60 – 90	100 – 135	140 – 180	195 – 270	560 – 790	800 – 1100

Большие значения резервуара (V_p) из указанных выше диапазонов следует принимать при большей производительности (Q_k) и изношенности компрессоров, а меньшие – для новых компрессоров и меньшей производительности.

На компрессорных станциях с приводной мощностью от 90 кВт до 3 мВт обычно используют устройства, в которых сепарация конденсата обеспечивается флотацией с последующей фильтрацией его через пористую керамическую мембрану.

Объём резервуара для сбора конденсата выбирают с учётом достижения требуемой степени флотации и производительности компрессорной станции (для приближённой оценки значений этих объёмов можно воспользоваться таблицей 2.7).

Примечание. Затраты предприятия на очистку конденсата этого вида можно сократить отделением масла путём флотации и передачи его на переработку как отработанное масло.

В неразделимых конденсатах вода, масла, твёрдые частицы пыли и металлов, эфиры и другие вещества образуют стабильные эмульсии, которые невозможно или очень трудно разделить на составляющие путём флотации. Для очистки конденсата этого вида используют специальные деэмульсационные установки. В одних из них применяют порошки, образующие с маслом хлопья, которые затем удаляются фильтрацией.

В установках другого типа предварительно очищенный конденсат проходит через мембранные ультрафильтры, задерживающие масло и пропускающие воду. Эти фильтры обычно используют сервисные фирмы и крупные предприятия.

2.1.27. Выбор устройств глушения

шума в пневмосистемах

Таблица 2.9

Средства глушения		Снижение уровня шума, дБА
Адсорбционные типа 1		5 – 24
Адсорбционные типа 2		15 – 35
Реактивные		5 – 20
Комбинированные		8 – 30
Звукопоглощающие	насадки	2 – 15
	экраны	2 – 25
	кожухи	3 – 50
Звукоизоляция сброса воздуха		6 – 60

Уровень шума при выхлопе сжатого воздуха составляет (90 – 120) дБА, что намного превышает допустимое значение уровня шума для рабочих зон. В таблице 2.8 приведены источники и виды шума в пневмосистемах, а в таблице 2.9 – эффективность средств глушения. Выбор устройств глушения должен обеспечивать снижение уровня шума до требований санитарных норм при минимальных суммарных затратах (стоимости и эксплуатации). Кроме того, глушители шума для пневмоприводов должны иметь минимальное сопротивление при выхлопе, стоимость и габариты.

Коротко о областях эффективного применении средств глушения шума в ПС [58].

Адсорбционные глушители с каналом выхлопа, покрытым звукопоглощающим материалом (тип 1). Их преимущество – минимальное сопротивление при выхлопе, а недостатки – большие габариты и недостаточная эффективность глушения шума, что ограничивает их применение областями, где необходимо обеспечить минимальное сопротивление без жёстких требований к ограничению габаритов и снижению уровня шума.

Адсорбционные глушители с пористыми проницаемыми звукопоглощающими элементами, через которые происходит выхлоп (тип 2), получили наибольшее применение. Они эффективны на всём диапазоне звуковых частот выхлопа, малогабаритны (это позволяет размещать их в присоединительных отверстиях распределителей) и имеют небольшую стоимость. Недостатки: повышенное сопротивление и необходимость очистки

Таблица 2.8

Источники шума в пневмосистемах	Вид шума
Выхлоп из линейных и поворотных цилиндров	Непостоянный прерывистый или широкополосный высокочастотный
Выхлоп из моторов с пост. режимом работы	Постоянный тональный
Выхлоп из моторов с перемен. режимом работы	Постоянный тональный
Сброс воздуха предохранительными и редуцированными клапанами	Прерывистый или импульсный широкополосный высокочастотный
Струи воздуха при обдуве, охлаждении, перемешивания и др.	Колеблющийся или прерывистый широкополосный высокочастотный
Движение пограничного слоя воздуха в линиях	Постоянный широкополосный
Пульсация давления в пневмолиниях	Колеблющийся широкополосный
Гидроудары в линиях, удары поршней и клапанов	Импульсный широкополосный

или замены из-за загрязнения. Параметры регламентированы ГОСТ 25144.

Реактивные глушители (камерные, резонаторные, интерференционные) имеют малое сопротивление, неравномерные частотные характеристики, в которых чередуются полосы поглощения и пропускания, относительно большие габариты и массу.

Их применяют для снижения шума с ярко выраженными дискретными составляющими (например, камерные – для снижения шума поршневых компрессоров и гайковёртов, а интерференционные – для пневмомоторов с тональным шумом).

Комбинированные глушители представляют собой конструкции с использованием нескольких принципов снижения шума (например, одну или несколько расширительных камер с покрытыми звукопоглощающим материалом стенками). Недостатки: большие габариты и более высокая стоимость. Область применения – оборудование без жёстких ограничений к габаритам глушителей (пневмопрессы, формовочные машины, испытательные стенды, автоматические линии и группы пневмоприводов с общим выхлопом).

Фильтры-глушители предназначены для снижения уровня шума и улавливания загрязнителей (в т. ч. масляных аэрозолей) при выхлопе отработанного воздуха. Предлагаемые на рынке фильтры-глушители по параметрам и конструкции практически одинаковы. Они состоят из фильтрующего и звукопоглощающего элементов в корпусе с резервуаром для сбора конденсата (масла и воды). Воздух, поступающий внутрь фильтра-глушителя проходит через фильтроэлемент, где освобождается от загрязнителей, затем через звукопоглощающий элемент с низким уровнем звуковой мощности выходит в атмосферу. Капли воды и масла стекают в резервуар для удаления. Основные параметры серийных устройств этого вида: условный проход – (12 – 50) мм; max давление на входе – 1,0 МПа; max расход воздуха – (300 – 10000) л/мин; эффективность улавливания загрязнителей – 99,9%; снижение уровня звуковой мощности – >35 дБА.

Звукопоглощающие насадки (сопла фигурного профиля с облицовкой звукопоглощающими материалами, специальные эжекторы) применяют при использовании кинетической энергии струи воздуха для обдувки и охлаждения деталей, перемешивания веществ и в др. процессах производства.

Звукоизолирующие кожухи и экраны обычно применяют для изоляции шума компрессорных станций и установок.

Снижение уровня шума механического происхождения из-за вибрации пневмоустройств и трубопроводов, ударов поршней, золотников и др., обеспечивается установкой амортизаторов и тормозных устройств, надёжным закреплением устройств и трубопроводов, надлежащим выполнением правил их монтажа и техобслуживания.

Уменьшению аэродинамических шумов в пневмолиниях способствует: исключение резких поворотов, изменений проходных сечений и скопления конденсата; надёжное за-

крепление трубопроводов и пневмоустройств; устранение нарушений герметичности.

Подробнее вопросы глушения шума в пневмосистемах освещены в [5, 37, 58, 62].

2.2. Организационно-технические мероприятия повышения эффективности пневмосистем

К организационно-техническим мероприятиям, направленным на снижение суммарных затрат (в том числе энергопотерь) в пневмосистемах предприятий относят [59, 73, 84, 100]: наличие комплексного плана повышения эффективности применения сжатого воздуха и контроль его выполнения; обучение, повышение ответственности и заинтересованности в снижении затрат сотрудников предприятия; регламентацию и контроль расхода воздуха на предприятии; регулярное проведение пневмо- и энергоаудита; надлежащее качество техобслуживания и ремонта пневмосистем и её компонентов; наличие и использование в работе технической и нормативной документации компонентов пневмосистем; применение компьютерной и вычислительной техники для разработки, обследования и управления пневмосистем и их компонентов; правильный выбор поставщиков и сервисных организаций компонентов пневмосистем.

Коротко изложим суть и содержание этих мероприятий [29, 30, 36, 38, 39, 46, 59, 62, 73, 75, 78, 80, 84, 85, 87, 100].

2.2.1. Комплексный план повышения эффективности использования сжатого воздуха

Этот план разрабатывается квалифицированными специалистами на основе анализа: результатов периодических осмотров пневмосистем, пневмо- и энергоаудита; годовых энергозатрат на производство сжатого воздуха; объемов потребления сжатого воздуха структурными подразделениями и норм расхода воздуха на единицу изготавливаемой продукции; энергопотерь в пневмолиниях из-за сопротивления и утечек; режима работы структурных подразделений и потребителей сжатого воздуха; типа, параметров и физического состояния компонентов пневмосистем (всасывающих фильтров, компрессоров, вспомогательного оборудования, пневмолиний, устройств очистки и т. д.); экономических потерь при простое оборудования потребителей и брака при изготовлении продукции из-за нарушения воздухообеспечения; техдокументации компонентов пневмосистем; требований потребителей к уровню давления, расходу и очистке воздуха; финансовых возможностей предприятия на выполнение планируемых мероприятий.

В общем случае комплексный план должен включать: конкретные задания по повышению эффективности пневмосистемы предприятия (в первую очередь целевых показателей энергосбережения) с указанием сроков и ответственных исполнителей; перечень и

сроки закупки необходимого компрессорного оборудования, компонентов пневмолиний, устройств очистки и осушки сжатого воздуха и систем автоматизации; задания по проведению учёбы; объём и сроки проведения пневмо- и энергоаудитов.

При разработке заданий плана и сроков реализации следует учитывать значимость их на сокращение суммарных затрат при производстве сжатого воздуха. Для ориентира при выборе и планировании показателей заданий плана приведём данные фирмы Kaeser о структуре затрат оптимизированной пневмосистемы с расчётным сроком службы 5 лет, воздушным охлаждением компрессоров с давлением нагнетания 0,7 МПа, подготовкой воздуха в соответствии классами чистоты (по ISO 8573-1) – 1-ым по маслу и твёрдым частицам, 4-ым по воде. Составляющие из 100% суммарных затрат следующие: 13% капитальные затраты и 63% энергозатраты компрессорного оборудования; 7% на системы управления; 5% капитальные затраты и 6% энергозатраты на очистку и осушку сжатого воздуха; техобслуживание компрессорного оборудования 3%, системы очистки и осушки сжатого воздуха 1%; утилизация конденсата 1%; обучение персонала 1%.

Для повышения заинтересованности сотрудников предприятия в повышении эффективности пневмосистем рекомендуется материальное поощрение исполнителей за выполнение заданий плана по снижению в ней затрат.

Реализация комплексного плана и эффективное функционирование пневмосистем невозможно без чёткой координации работ между управлением предприятия, производственными подразделениями и службами (техническими, энергетической, финансово-экономической и снабженческой). Следовательно, для организации и проведения этих работ необходимо назначать координатора с необходимыми полномочиями (как правило, эти функции поручают заместителям главного инженера, главному энергетiku или механику предприятия). Вместе с тем, производственные подразделения и службы предприятия должны чётко знать свою ответственность и роль в реализации комплексного плана по повышению эффективности пневмосистемы. Без согласования с координатором работ необходимо исключить принятие решений по использованию сжатого воздуха в подразделениях и отдельными потребителями, если эти решения могут негативно отразиться на системе воздухообеспечения предприятия или её отдельных участков.

2.2.2. Нормирование и учёт энергозатрат на воздухообеспечение и потребление сжатого воздуха

Нормирование и учёт этих затрат преследует цель исключения непроизводительных энергопотерь. В системах воздухообеспечения необходимо устанавливать и контролировать нормы: удельного потребления энергии компрессорами; энергозатрат на охлаждения компрессоров; утилизации тепла охлаждения; потерь давления в пневмолиниях,

установках осушки, фильтрах и др. проточных устройствах пневмолиний; потерь воздуха при продувке участков пневмолиний, сбросе конденсата.

При разработке норм следует учитывать увеличение энергопотребления оборудованием по мере физического износа и др. факторы, т. е. нормы должны быть технически обоснованы и ориентированы на правильную эксплуатацию и техобслуживание пневмосистемы и её компонентов. Например, повышение удельного потребления энергии компрессорами по мере износа должно быть в допустимых пределах, а увеличение сопротивления фильтроэлементов из-за загрязнённости должно быть менее 0,04 МПа.

В функциональных пневмосистемах необходимо устанавливать и контролировать нормы расхода сжатого воздуха для всех потребителей.

Нормы потребления сжатого воздуха принято подразделять на два вида: *дифференцированные* (удельные), относящиеся к отдельным единицам пневматического инструмента, оборудования, линий, технологических операций и т. д.; *укрупнённые*, относящиеся к единицам продукции (деталь, 1 т заготовок, сборочный узел или готовое изделие) для структурных подразделений (участков, цехов и крупных единичных потребителей) или предприятия в целом. Следует отметить, что снижение расхода воздуха на единицу продукции является наиболее объективным показателем эффективности использования сжатого воздуха [38, 39].

Этот вид нормирования применяют для производств с постоянным ассортиментом выпускаемой продукции (изделий). Для структурных подразделений, в которых наряду с основным производством имеются дополнительные работы, проводимые с использованием сжатого воздуха, применяют статистические нормы на единицу изделия с добавлением расхода воздуха на эти работы.

Нормативное значение расхода воздуха для каждой единицы пневмоустройств (молотов, трамбовок, инструментов, двигателей и т. д.) состоит из суммы значений потребления воздуха на всех операциях процесса изготовления продукции при заданном технологией уровне давления и потерь на данном участке в разводящих и коммутационных линиях (см. раздел 2.1.). Эти нормы корректируются с учётом физической изношенности оборудования и отклонения давления в сети от нормированного.

Разработка и внедрение норм потребления сжатого воздуха на предприятии с их контролем, как правило, позволяет снизить его потери на (10 – 15)%.

2.2.3. Обучение сотрудников предприятия

Обучение сотрудников должно проводиться по разным программам.

Сведения о стоимости сжатого воздуха и необходимости повышения эффективности его использования за счёт снижения непроизводительных затрат и потерь должны знать руководители и ответственные сотрудники всех подразделений предприятия.

Программы для потребителей воздуха должны содержать сведения: о стоимости сжатого воздуха и нормах его расхода; о пневматических системах и устройствах конкретного технологического оборудования; о путях снижения энергопотерь и др. затрат.

Для подразделений, связанных с производством сжатого воздуха и обслуживанием пневмосистем, помимо сведений о стоимости сжатого воздуха, программы должны содержать сведения и данные: о компрессорных станциях и установках, пневмолиниях и их компонентах, устройствах осушки и очистки; о задачах, конкретных способах и путях снижения энергетических и других затрат в сфере их непосредственной деятельности.

Для обучения следует привлекать квалифицированных специалистов предприятия, учебных заведений, поставщиков пневмоустройств и сервисных организаций.

Важно, чтобы на предприятии все должны знать высокую цену энергии сжатого воздуха и актуальность постоянной работы по повышению эффективности пневмосистем и их компонентов.

2.2.4. Применение компьютерной техники

Применение компьютерной техники с соответствующим программным обеспечением позволяет повысить эффективность пневмосистем за счёт:

- оптимального выбора вида систем воздухообеспечения, параметров пневматических линий, приводов и устройств;
- выбора оптимальной комплектации системы воздухообеспечения компрессорным и вспомогательным оборудованием по критериям стоимости, эксплуатационным затратам и надёжности бесперебойной подачи;
- эффективного контроля и управления работой компрессорных станций и установок, систем воздухообеспечения, приводов, осушителей и др. устройств (см. раздел 2.3.7.);
- выбора оптимального варианта производства и подачи сжатого воздуха в пневмосистемах с разными требованиями потребителей к уровню давления (например, с использованием программы SMC «Energy Saving»);
- разработки планов-графиков осмотров, регламентных работ и принудительной замены компонентов пневмосистем с минимизацией производственных потерь;
- обработки и анализа результатов осмотров, пневмо- и энергоаудитов, показаний расходомеров, датчиков давления, температуры и загрязнённости воздуха;
- определения термодинамических параметров сжатого воздуха в пневмолиниях и устройствах для рационального выбора и размещения устройств осушки и очистки.
- автоматизации проектирования систем управления пневмоприводами [92, 96].

2.2.5. Организация техобслуживания пневматических систем и устройств

Техобслуживание является одним из важных факторов, влияющих на эффектив-

контроль уровня конденсата в резервуарах фильтров-влагоотделителей и масла в масло-распылителях, стабильности подачи масла, давления воздуха в пневмосистеме.

2. Выявление чётко видимых признаков состояния, например, последовательности отработки цикла, скорости перемещения штоков цилиндров, переключения устройств, ослабления крепёжных элементов, изнашивания и деформации шлангов и др., определяемых визуально, по контрольным приборам или индикаторам.

3. Выявление признаков, которые могут быть обнаружены по характеру работы, например, уровню шума выхлопа и ударов, утечкам воздуха и др.

Результаты ежедневных осмотров фиксируют в перечне. Сведения о замеченных отклонениях и принятых мерах по их устранению передают в соответствующие службы. Эти данные используют при разработке планов-графиков периодических осмотров, составлении ведомостей запасных изделий, деталей и т. д.

Периодические осмотры. Периодические осмотры следует разделять на еженедельные, месячные, квартальные, полу- и годовые в зависимости от вида пневмоприводов и устройств, характера работы, режима и условий эксплуатации. Рекомендуется следующий примерный перечень операций при проведении периодических осмотров.

Еженедельные. Проводится визуальная проверка трубопроводов на наличие повреждений, отсутствие утечек и надёжность их подсоединения. В эластичных трубопроводах проверяется отсутствие перегибов и соприкосновения с подвижными и неподвижными частями оборудования. При появлении потёртости, деформированных участков, трещин и других повреждений трубопроводы необходимо заменить.

Удаляется металлическая стружка, опилки и другие загрязнения со штоков цилиндров и других устройств. Проверяется правильность функционирования маслораспылителей и редукционных клапанов.

Ежемесячные. Проверяются и устраняются все повреждения трубопроводов и соединений. Проверка эластичных трубопроводов аналогична еженедельным. Проводится контроль надёжности функционирования конденсатоотводчика. Подтягиваются концевые соединения и заменяются вышедшие из строя уплотнения в местах подсоединения к цилиндрам и другим устройствам. Делается очистка прозрачных резервуаров масло-распылителей и фильтров. Проверяется загрязнённость фильтроэлементов и при необходимости проводится их очистка или замена. Контролируется наличие утечек в распределителях и очистка их выхлопных отверстий.

Ежеквартальные. Проверяются визуально или с приборами для обнаружения утечек все пневмолинии и устройства на герметичность. Проводится очистка или замена фильтроэлементов. Контроль надёжности закрепления трубопроводов и цилиндров.

Полу- и годовые. Проверяется: функционирование двигателей, распределителей, конденсатоотводчиков (за год из строя выходит обычно один из пяти) и других

устройств; исправность электропроводки к устройствам с электрическим управлением; наличие утечек; изношенность штоков и надёжность их крепления к ведомым механизмам; состояние и прочность резьбовых соединений; загрязнённость фильтроэлементов и состояние адсорбента в установках осушки и замена его при необходимости. Проводят замену изношенных или повреждённых элементов и др. работы, указанные в планах осмотров.

Регламент техобслуживания и устранение неисправности пневмоустройств необходимо производить в строгом соответствии с рекомендациями изготовителей.

На основе информации о результатах ежедневных и периодических осмотров проводится анализ выявленных повреждений, потери должной герметичности и других дефектов в пневматических линиях, устройствах и планируют мероприятия по их устранению (немедленном для одной их части и комплексному плану – для другой).

Внимание! Экономия на техобслуживании пневмосистемы при производстве, передаче и использовании сжатого воздуха может привести к большим потерям из-за значительных затрат на ремонт, непроизводительных энергопотерь, простоя оборудования потребителей и брака при изготовлении продукции.

Подробнее вопросы обслуживания пневмосистем и устройств освещены в работах [37,38, 60, 63, 64, 69, 73, 80, 89, 97, 98, 100].

2.2.6. Пневмоаудит

Пневмоаудит – комплексное обследование и системный анализа пневмосистемы предприятия с разработкой предложений по её совершенствованию с целью снижения эксплуатационных затрат и энергопотерь при производстве, передаче и применении сжатого воздуха, а также повышения производительности оборудования потребителей и улучшения техники безопасности при использовании сжатого воздуха.

Значительная часть систем воздухоснабжения отечественных предприятий не соответствует современным требованиям по энергетическим и другим эксплуатационным параметрам из-за моральной и физической изношенности их компонентов. Например, из-за физического износа пневматических линий, их компонентов и пневмоустройств на предприятиях утечки воздуха могут составлять до 50% от производительности компрессорной станции. Использование устаревших и изношенных компрессоров увеличивает энергопотери на производство сжатого воздуха более, чем в 2 раза по сравнению с применением современных изделий.

Кроме указанных причин, имеется и другие недостатки в пневмосистемах: ошибочный выбор вида системы воздухоснабжения; большая протяжённость магистралей; наличие отдельных участков сети с дефицитом воздуха; неоправданное использование сжатого воздуха там, где имеется возможность применения более экономичных энерго-

носителей; высокая загрязнённость сжатого воздуха; отсутствие датчиков контроля и автоматического управления работой компрессоров, устройств осушки, фильтров и др.

Недостатки системы воздухоснабжения предприятия можно устранить модернизацией, первым этапом которой является проведение пневмоаудита, включающего следующие основные работы:

- определение годовых энергозатрат на производство сжатого воздуха и установление базового уровня, по отношению к которому будет измеряться экономия. Если на предприятии есть система учёта потребления воздуха, то данные по структуре потребления и базовый уровень для мест нерационального расхода воздуха определить просто. При отсутствии этой системы учёта, определение энергозатрат производят установкой регистров данных не менее чем на 7 дней для определения изменения расхода, давления и потребления воздуха, энергопотребления на производство сжатого воздуха за этот период. Это позволяет определить структуру потребления, время работы с нагрузкой и без неё, плановое и не плановое пиковое потребление; удельное энергопотребление;

Примечание. Энергопотребление компрессора можно установить исходя из мощности приводного электродвигателя, среднего потребления энергии и количества часов его работы. Например, компрессор с приводным двигателем мощностью 100 кВт, давлением 7 бар, работой 2500 ч в году с нагрузкой 80%. Его энергопотребление – $100 \cdot 0,8 \cdot 2500 = 200000 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ за год. При стоимости $1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3 \text{ руб}$, годовые затраты составят 600000 руб.

- выбор на базе расчёта по суммарным затратам (см. раздел 2.2.6) высокоэффективного компрессорного оборудования при необходимости его замены;
- анализ целесообразности использования сжатого воздуха в ряде устройств и технологических процессов (например, для пневмотранспорта, чистки одежды и уборки помещений, перемешивания жидких растворов, ручного инструмента и др.);
- определение на участках пневмосистем реальных значений параметров сжатого воздуха (давления, температуры, расхода при различных режимах работы оборудования, степени очистки сжатого воздуха) и их соответствия требованиями потребителей;
- анализ режима и условий работы оборудования перегруженных по расходу воздуха участков пневмосистемы;
- установление интервалов времени для техобслуживания участков пневмосистемы без ущерба для производства;
- определение и анализ потерь воздуха из-за сброса и продувок линий, утечек (обнаруженные утечки следует устранять в кратчайшие сроки), простоя оборудования, нерационального режима работы компрессоров и других причин;
- анализ излишнего использования компрессоров сравнением количества отработанных часов каждого из них под нагрузкой с общим временем работы. Разработка точных, месячных, сезонных и годовых графиков нагрузки компрессорных станций;

- обследование и анализ реального состояния, условий эксплуатации, технического обслуживания компрессорного оборудования и его системы управления, так как непроизводительные энергопотери в них могут составлять до 50% от суммарных потерь;
- обследование состояния компонентов воздухоснабжения (пневмолиний, устройств очистки, соединений, крепежа и др.) и анализ соответствия их параметров нормативным значениям и требованиям техники безопасности;
- замеры падения давления от выходов из компрессорной станции или установок до потребителей каждого участка пневмосистемы и проведение анализа соответствия их расположения оптимальному варианту по энерго- и другим затратам;
- проверка знаний персонала по грамотному техобслуживанию пневматических систем и их компонентов, пневмоустройств потребителей и экономии сжатого воздуха;
- анализ результатов исследований пневмоаудита и составление отчёта с предложениями и рекомендациями по устранению недостатков.

О важности проведения пневмоаудита предприятий свидетельствуют таблицы 2.10 и 2.11, которые иллюстрируют потенциал энергосбережения [37, 73, 100].

Таблица 2.10

Наименование мероприятия	Сбережение		Средний срок окупаемости
	Среднее	Максим.	
Снижение утечек воздуха	26,3%	59,3%	0,9 года
Снижение давления в системе	2,0%	10,6%	1,3 года
Внедрение регулирования холостого хода	10,5%	33,5%	0,8 года
Последовательное включение компрессоров	7,6%	33,6%	2,7 лет
Сокращение машинного времени	3,6%	15,9%	< 0,1года
Снижение суммарного потребления энергии одной установки	43,7%	65,0%	0,8 года

Из таблицы 2.10 видно, что внедрение указанных мероприятий обеспечивает среднее значение энергосбережения для одной установки 43,7% при среднем сроке окупаемости 0,8 года, а из таблицы 2.11 – суммарное значение энергосбережения лежит в диапазоне (18,5 – 29,6)%.

Таблица 2.11

Наименование мероприятия	Сбережение
Замена изношенных поршней и сальников	(3 – 5)%
Замена изношенных клапанов и их чистка	(5 – 6)%
Замена изношенных подшипников	(1 – 3)%
Замена изношенных ремней	(4 – 6)%
Обеспечение нормального качества смазки	1%
Регулярная очистка всасывающих фильтров	(3 – 5)%
Понижение тем-ры всасываемого воздуха	(0,5 - 2,6)%
Понижение тем-ры охлаждающей среды	1%

Примечания. 1. Рекомендуемая периодичность проведения пневмоаудита не реже 2-х раз в год. 2. Пневмоаудит проводится специалистами, имеющими достаточный опыт в области эксплуатации и разработки пневматических систем и их компонентов. 3. Замеры

при проведении пневмоаудита должны производиться сертифицированными измерительными приборами и устройствами. 4. Обследование пневмосистемы следует начинать с удалённых потребителей. т. к. повышение эффективности использования воздуха в них позволит снизить давление в сети [100]. 5. Необходимые измерительные устройства для проведения пневмоаудита и объём работ определяют по исходным данным: схеме, расположению и параметрам пневмолиний; размещению и параметрам потребителей сжатого воздуха, их режиму и графику работы; размещению, количеству, типам и параметрам компрессорного и вспомогательного оборудования; конкретным задачам аудита и др.

2.2.7. Выбор поставщиков компонентов для пневмосистем.

Наличие на рынке большого количества поставщиков компонентов ПС затрудняет их выбор. Рекомендуется проводить его в следующей последовательности.

1 этап. Проводится систематизация требований к конкретным устройствам пневмосистемы (параметрам, режиму и условиям эксплуатации, габаритам, массе, взрыво- и пожаробезопасности и др.), что является основой для их выбора.

2 этап. Проводится сбор и анализ данных о поставщиках и уточнение параметров поставляемой ими продукции. При выполнении этого этапа необходимо:

- проверить соответствие основных параметров полученного от поставщика устройства (производительности, рабочего давления, диапазона рабочих температур, параметров надёжности, ремонтпригодности и др.) вашим требованиям. Например, какая производительность компрессора указана в документации – по выходу или входу. Если она указана по входу (теоретическая), то её необходимо перевести в фактическую (по выходу), умножив на коэффициент производительности, который обычно принимают равным (0,5 – 0,65) для одноступенчатых и (0,7 – 0,75) для двухступенчатых компрессоров (точное значение этого коэффициента необходимо уточнить у поставщика). Грубую оценку производительности компрессора можно сделать по мощности электродвигателя (1 кВт обеспечивает подачу ≈ 136 л/мин);

- стоимость устройства следует увязывать с качеством её изготовления и сервиса. Объективной оценкой качества изготовления может служить наличие сертификата качества по ИСО 9001 и многолетнее прочное положение изготовителя на рынке;

- в договоре на поставку должны быть чётко оговорены: комплектность поставки (например, в комплект поставки винтового компрессора должны входить всасывающие клапан и фильтр, приводной двигатель, реле или датчики давления, радиатор и электрические компоненты); наличие сервисного комплекта расходных материалов (фильтро-элементов, прокладок, уплотнителей, ремней и др. элементов), необходимых для проведения регламентного обслуживания; гарантии поставщика на поставляемые устройства для условий и режима работы у потребителя.

Рекомендуется внимательно разобраться с гарантиями поставщика. Часто эти га-

гарантии распространяются лишь на отдельные узлы устройств и за отдельную плату, а гарантийное обслуживание представляет собой капитальный ремонт, который оплачивает покупатель. Если длительные гарантии поставщик даёт только при условии технического обслуживания им устройства, то необходимо узнать стоимость и объём этих работ, так как иногда эта стоимость может быть значительно выше цены изделия;

- поставщик должен представить интервал и порядок технического обслуживания устройства, его ремонтпригодность, а также наличие запасных узлов, деталей и расходных материалов, цены и сроки их поставки;

- интервал технического обслуживания устройств должен быть как можно большим, а затраты на расходные материалы минимальными. Например, межсервисный интервал обслуживания масляных фильтров компрессоров желательно иметь более (2000 – 4000), а периодичность замены масла – не чаще 1 раза через (8000 – 9000) моточасов;

- уточнить наличие при поставке устройств полного комплекта технической документации на русском языке.

Отметим, что квалифицированное и ответственное выполнение 1 и 2 этапов позволит избежать ошибок и принять обоснованное решение с малой долей риска.

3 этап. Принятие решения о выборе поставщика по анализу результатов 2 этапа.

1. Поставщиков пневмоустройств в России можно разделить на четыре категории:

1-я – коммерческие (типа магазинов и мелких фирм, которые занимаются продажей разного рода продукции, в т. ч. компонентов для пневмосистем;

2-я – малоизвестные отечественные и зарубежные фирмы и их дилеры, не имеющие складов запчастей и специалистов по техобслуживанию;

3-я – отечественные изготовители со стабильным производством и их дилеры;

4-я – представительства зарубежных фирм со складами продукции и квалифицированными специалистами в регионах России.

Поставщики 1 и 2 категории, как правило, не имеют квалифицированных специалистов, способных оказать помощь потребителям в решении технических вопросов, не обеспечивают техобслуживание и своевременную поставку запчастей.

Отечественные поставщики 3 категории проводят техобслуживание, но сроки поставки запчастей могут быть относительно большими.

Наиболее надёжны в организации техобслуживании и своевременной поставке запчастей поставщики 4 категории.

2. При выборе предпочтение следует отдавать изготовителям со стабильным положением на рынке, продукция и сервисное обслуживание которых положительно зарекомендовала себя в России (например, Pemeza (Белоруссия); Бежецкий компрессорный завод АСО, ООО «Курганхиммаш» (Россия); Челябинский компрессорный завод; ООО

ЭНСИ; SMC (Япония); Atlas Copco (Швеция); FIAC и ABAC (Италия); PARKER, FESTO, KRAFTMANN, KAESER (все – ФРГ) и др.

Примечания. 1. Цены на компрессоры FIAC (фирма даёт 30 дней на проверку компрессора и производит его замену, если он не подходит) и «Экомак» (Турция) ниже ведущих европейских изготовителей. В 2010 г Челябинский тракторный завод после переговоров с 13 поставщиками компрессоров подписал контракт с фирмой «Экомак» на поставку 52 компрессоров за 15 млн. руб, а в предложении «Atlas Copco» за 39 компрессоров была указана сумма 50 млн. руб. 2. Продукция фирмы РЕМЕЗА лучше по качеству и цене многих фирм Китая, стран СНГ и восточной Европы.

3. Выбирайте поставщиков, которые получают продукцию непосредственно от фирмы-изготовителя, минуя посредников (это требование относится и к комплектующим узлам и средствам автоматики для пневматических систем и их компонентов), и предлагают компрессора и вспомогательное оборудование, осушители и другие сложные устройства с необходимыми средствами автоматического управления.

4. При одинаковых параметрах поставляемых устройств и качестве изготовления предпочтение следует отдавать продукции отечественных изготовителей.

5. При выборе поставщиков следует принимать во внимание советы и рекомендации квалифицированных, независимых от поставщиков специалистов, которые имеют опыт приобретения компонентов пневмосистем у разных фирм.

6. При наличии негативных отзывов о поставщике или отсутствии у него чётких данных о параметрах устройства, условиях поставки, гарантиях и др. (как правило, это характерно для поставщиков 1 и 2 категорий) следует отказаться от его услуг.

2.2.8. Выбор сервисных организаций

Для решения сложных задач по разработке, внедрению и обслуживанию пневматических систем и их компонентов, часто возникает необходимость привлечения квалифицированных специалистов сервисных фирм.

Приведём основные критерии, которые следует учитывать при их выборе:

- наличие лицензии и многолетнего опыта работы в определённой области пневмосистем (например, систем воздухообеспечения, очистки сжатого воздуха, проектирования пневмоприводов, монтажа и ввода в эксплуатацию пневматических устройств);
- наличие квалифицированных специалистов, приборов и измерительных устройств для проведения пневмоаудита;
- иметь опыт: выбора оптимальных по суммарным затратам компонентов пневмосистем; подготовки специалистов по обслуживанию пневмосистем; разработки справочных, методических и руководящих материалов по компонентам пневмосистем;
- сервисная организация входит в состав служб поставщиков пневмоустройств со стабильным положением на рынке России (см. выше, поставщики 3 и 4 категорий);

- наличие положительных отзывов предприятий о сервисной организации.

2.3. Повышение эффективности функциональных пневмосистем

Эффективное использование сжатого воздуха в функциональных пневмосистемах важно, так как непроизводительные потери в них могут составлять до 50%.

2.3.1. Общие рекомендации

Наряду с рекомендациями в разделах 2.1 и 2.2, повышению эффективности пневмосистем предприятий способствует:

- применение при их создании системных принципов и методов исследования с использованием ЭВМ;
- рациональный выбор вида, исполнения и параметров их компонентов (например, компрессоров, пневмодвигателей, устройств осушки) с максимальными показателями энергоэффективности и параметров надёжности для конкретных условий работы;
- использование прогрессивных методов и приёмов их монтажа и пусконаладки;
- применение устройств контроля и передачи информации о параметрах сжатого воздуха (давлении, температуре, степени загрязнённости) и о функционировании компонентов, исключающих нарушение нормального хода техпроцессов и аварийный выход из строя оборудования потребителей;
- установка в них расходомеров с малым гидравлическим сопротивлением (например, Rosemount Annubar вместо диафрагм) при постоянном контроле расхода воздуха;
- применение в них компонентов с максимальной способностью адаптации к гибким цифровым производствам для разных групп потребителей;
- своевременная замена в них загрязнённых глушителей шума и фильтроэлементов;
- использование сжатого воздуха без очистки в процессах, где его параметры обеспечивают нормальное функционирование (например, в флотационных машинах, ножах резки материалов, распылительных пультах, при перемешивании ряда растворов);
- применение устройств и систем интеллектуальной самодиагностики и удалённого мониторинга их работы;
- применение в них устройств автоматического регулирования подачи воздуха;
- обеспечение работы оборудования потребителей на минимальном значении давления, рекомендуемом изготовителем. Например, исключение завышения давления при пескоструйной очистке, транспорте порошков, обдувке, охлаждении и аэрации снижает энергопотери на (15 – 50)%;
- применение прогрессивных технологий и замена физически и морально устаревшего оборудования потребителей сжатого воздуха;

- применение энергоэффективных пневмоустройств в системах потребителей (например, форсунок подачи воздуха в печи, сопел для обдувки и пескоструйной очистки, эжекторов);

- использование в распылительных пультах давления воздуха $< 0,2$ МПа;
- исключение нерационального использования сжатого воздуха (см. раздел 2.1.2) и выбор оптимальных по расходу сжатого воздуха вариантов техпроцессов;

- снижение потерь давления в пневмолиниях (см. раздел 2.1.25);
- обеспечение герметичности в пневмолиниях путём: максимального сокращения соединений; регулярного обнаружения и устранения утечек в резьбовых, фланцевых и сварных соединениях; замены повреждённых трубопроводов (особенно эластичных) и уплотнителей в пневмоустройствах потребителей, установки запорных и обратных клапанов для перекрытия пневмолиний при аварийном разрыве и отрыве;

- организации высокого качества обслуживания пневмолиний (см. разделы 2.1.26, 2.1.33, 2.2.5);

- перекрытие подачи воздуха потребителям при их отключении, так как потери воздуха в это время могут составлять до 60% от расхода при работающем оборудовании;

- оснащение самозапирающимся пусковыми клапанами пескоструйных, обдувочных и распушающих сопел;

- применение быстроразъёмных соединений, исключающих потери воздуха при присоединении эластичных трубопроводов к пневматическим линиям и устройствам;

- использование энергоэффективных вакуумных насосов и эжекторов.

Примечание. Вакуум-эжекторы обычно рациональны при потреблении ими $\leq 10\%$ среднего расхода воздуха в системе, а при более высоком потреблении и компактном расположении потребителей рекомендуется централизованная вакуумная система с насосами;

- повышение герметичности вакуумных пневмолиний, распределителей, присосов и применение отсечных к ельных пневмосистемах.

2.3.2. Снижение энергопотерь в пневмоприводах

Расход воздуха в пневмоприводах машиностроительных предприятий составляет (60 – 70)% от всего объёма его производства. Это обстоятельство следует учитывать при планировании и проведении работ по повышению эффективности использования энергии сжатого воздуха. Наряду с приведёнными ранее рекомендациям, в пневмоприводах следует обеспечить:

- соответствие классов очистки, осушки и насыщения маслом сжатого воздуха конкретным требованиям компонентов приводов, что позволит повысить надёжность работы уплотнителей и снизить износ трущихся поверхностей пневмоустройств, а также исключит возможность засорения клапанных сёдел, дроссельных и сливных отверстий;

- поддержание параметров (развиваемого усилия и крутящего момента, скорости линейного перемещения и частоты вращения, герметичности) пневматических цилиндров и моторов в заданных технической документацией пределах;
- применение цилиндров с минимальным «вредным» объёмом их рабочих полостей (выбор диаметра и хода должен быть обоснован расчётом, а не выбираться с «запасом»). Это относится также к поворотным пневматическим двигателям;
- применение (где это возможно) цилиндров одностороннего действия, в т. ч. с пружинным возвратом, позволяющим на (25 – 45)% сократить расход воздуха, или же поворотных цилиндров поршень-рейка вместо цилиндров с шибером, что уменьшает утечки;
- применение редукционных клапанов для снижения рабочего давления воздуха до уровня, обеспечивающего требуемое усилие пневмодвигателей;
- применение пониженного давления при холостом ходе цилиндра (если это не влияет на быстродействие), что позволяет снизить расход воздуха на 30%, а также в линиях переключения распределителей с пневмо-и электропневматическим управлением;
- использование коллектора или блоков распределителей батарейного монтажа (или с общей плитой) для подачи воздуха к отдельным устройствам приводов, что уменьшает потери давления по сравнению с отбором воздуха ответвлениями от разводящей линии;
- выбор распределителей для заданных режимов работы пневмодвигателей по рекомендациям изготовителей или расчётам в работах [21, 22, 23, 37, 43, 62]);
- там, где это возможно, применять кратчайшие коммутационные линии с небольшими сечениями от пневмоцилиндров до распределителя, что уменьшает потери сжатого воздуха при сбросе его в атмосферу. Сокращение протяжённости этих линий можно обеспечить применением модульных конструкций. Так, расход сжатого воздуха в модуле движения с установленным на нём распределителем на 40% меньше, чем в аналогичном приводе с распределителем, расположенным на расстоянии 4 м от цилиндра.
- применение для снижения потерь давления прямых эластичных трубопроводов для подвода воздуха к потребителям (ручному инструменту, перемещаемым цилиндрам, соплам обдувки и др.) вместо витых;
- применение энергосберегающих приводов с рекуперацией энергии при торможении двигателей с инерционной нагрузкой [47, 48, 49, 55, 62];
- использование блочно-модульного монтажа устройств кондиционирования, редукционных клапанов, выхлопных дросселей для снижения потерь давления;
- использование, где это возможно, выхлопного воздуха для обдувки и охлаждения;
- применение уплотнений с малым коэффициентом трения и самосмазывающихся материалов в пневмодвигателях, снижающих требуемый уровень давления в приводах;
- выбор смазочного материала к трущимся узлам пневмодвигателей в соответствии с требованиями их изготовителей;

- выбор и применение уплотнений, обеспечивающих длительный срок службы без потери герметичности в конкретных условиях эксплуатации. Например, уплотнения из композитных материалов в условиях интенсивного функционирования с переходом через кромки или отверстия долговечнее резиновых уплотнений (последние обычно теряют герметичность через ≈ 3 месяца работы;

- применение обычных цилиндров с направляющими для исключения проворота штока, вместо цилиндров с квадратным поршнем или штоком, сокращает утечки;

- проверку совпадения оси штока цилиндров с траекторией движения ведомого механизма (особенно при их жёсткой связи). Отклонение более 3-х градусов приводит к появлению радиальной нагрузки, что вызывает повышенный износ уплотнений штока, увеличение сил сопротивления перемещению поршня. Расход воздуха при этом увеличивается из-за необходимости повышения давления в рабочих камерах цилиндров и утечек;

- применение в приводах устройств, предназначенных для сокращения энергопотерь. Например, на рынке имеются клапаны понижения давления, обеспечивающие экономию сжатого воздуха при работе цилиндров. Клапан устанавливается на участке от распределителя до отверстия подвода воздуха в полость цилиндра, давление в которой обычно снижено при холостом ходе. Давление холостого перемещения поршня настраивается. Клапан устанавливают как можно ближе к распределителю, что позволяет заполнять сжатым воздухом низкого давления не только полость цилиндра, а и участок трубопровода, соединяющего его с цилиндром, дополнительно снижая расход воздуха;

- использование автоматизированных систем управления давлением воздуха в пневмоприводах, что позволяет сократить расход воздуха. Примером таких систем является автоматическое управление давлением с помощью датчиков и компьютера в линиях подачи воздуха для формовки изделий с учётом их температуры при обработке.

2.3.3. Снижение потерь воздуха при обдувке и пескоструйной очистке

На операции обдува и охлаждения на машиностроительных предприятиях обычно расходуется до (10 – 15)% от всего нагнетаемого в сеть сжатого воздуха. Значительно уменьшить расход воздуха на эти операции можно, снизив давление или применив пусковые клапаны и специальные обдувочные сопла.

Повышенный расход сжатого воздуха при применении для обдувки обычных цилиндрических сопел объясняется тем, что расширение воздуха в них происходит только от начального давления перед соплом (p_1) до критического $p_{кр} = 0,528 p_1$. Волновые колебания за соплом распространяются со скоростью звука и создают противодействие (звуковой барьер) у выхода из сопла при критических (звуковых) значениях скорости и давления. Следовательно, в кинетическую энергию преобразуется только часть потен-

циальной энергии сжатого воздуха. Максимальная скорость потока воздуха на выходе из цилиндрического сопла не превышает скорости звука и обычно составляет ≈ 300 м/с. Например, при $p_1 = 0,8$ МПа и отсутствии потерь, давление у выхода из сопла $p_2 = p_{кр} = 0,528$, перепад давления вход-выход составит $0,528 \cdot p_1 \approx 0,42$ МПа. Значение $p_{кр}$ не зависит от разрежения или давления (0,1 – 0,3) МПа за соплом.

На рис. 2.15 представлены три типа применяемых сопел (скорость воздуха на входе в сопла обозначена v_1) [38]: суживающие с противодавлением выше критического и дозвуковой скоростью истечения (рис. 2.15,а); суживающие со звуковой скоростью ($v_2 = a$) истечения (рис. 2.15,б); оптимальные по снижению энергопотерь конические сопла Лаваля (рис. 2.15,в), обеспечивающие полное расширения воздуха до значения давления за соплом и получение сверхзвуковой скорости. Сечение на начальном участке этого сопла уменьшается до значения, при котором обеспечивается достижение $p_{кр} = 0,528 p_1$ и звуковая скорость ($v_2 = a$) потока воздуха. Затем сечение сопла плавно расширяется под углом $\approx 10^\circ$. В результате этого воздух, защищённый от противодавления, расширяется до атмосферного давления (p_n). Скорость потока воздуха на выходе из сопла будет выше звуковой ($v_3 > a$), достигая значений до 460 м/с. Сравнивая кинетическую энергию ($v^2/2g$, где v – скорость потока воздуха) одного кг воздуха при скорости потока 300 м/с (сопла на рис. 2.15,а и б) и скорости 460 м/с (сопло Лаваля), получим увеличение кинетической энергии в 2,35 раза.

При необходимости обдувки с небольшой скоростью струи ("мягкой" обдувки) большой поверхности рекомендуется применять сопло с инжектирующей насадкой, что позволяет значительно снизить расход сжатого воздуха за счёт подсоса окружающего воздуха. Кромки обдувочных сопел для входа воздуха должны быть тщательно закруглены, что значительно снижает сопротивление. Методика и примеры расчёта параметров экономичных сопел приведены в работах [38, 59].

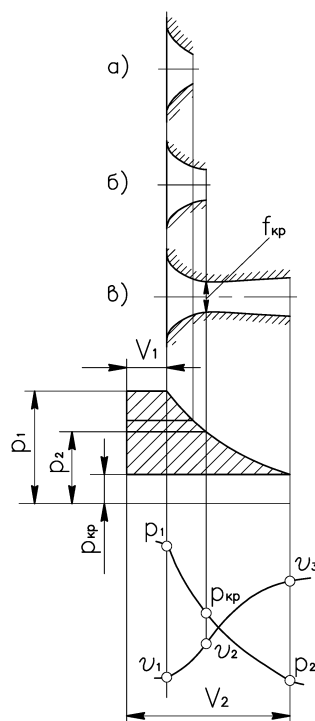


Рис. 2.15. Типы применяемых сопел

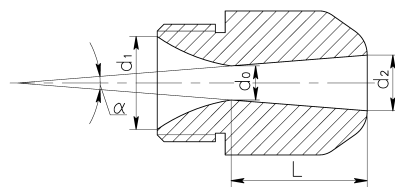


Рис. 2. 16 . Сменные наконечники сопел.

Обдувка через сопла, обычно, производится периодически, в результате чего на протяжении малого отрезка времени сопло много раз включается и выключается. Замена вентилей пуска на самозапирающиеся пусковые клапаны, перекрывающие подачу воздуха в момент прекращения обдувки, в несколько раз снижает расход воздуха.

В пескоструйных аппаратах из-за использования неосушенного воздуха, неправильной формы отверстия сопла и изготовления из материалов низкой износоустойчивости происходит быстрый износ. Так, сопла с диаметром отверстия (7 – 8) мм через несколько часов работы могут увеличить свой диаметр до (12 – 15) мм, что приводит к перерасходу воздуха в (3 – 4) раза. Для исключения быстрого износа сопел применяют осушенный воздух и сменные наконечники (рис. 2.16), изготовленные из твёрдых сплавов.

Таблица 2.12

Мин диаметр сопла, d _о , мм	Конусность	Длина ℓ сопла в мм и расход воздуха Q в м³/мин при давлении перед соплом									
		0,4 МПа		0,5 МПа		0,6 МПа		0,7 МПа		0,8 МПа	
		ℓ	Q	ℓ	Q	ℓ	Q	ℓ	Q	ℓ	Q
2	1:16	4	0,136	6	0,165	8	0,205	9	0,24	10	0,27
3	1:12	5	0,31	7	0,37	9	0,46	11	0,55	12	0,61
4		6	0,54	10	0,66	12	0,82	14	0,96	16	1,08
5	1:10	6	0,84	10	1,02	13	1,27	15	1,50	17	1,70
6		7	1,25	12	1,50	15	1,85	18	2,20	20	2,45
8		10	2,20	16	2,6	20	3,20	24	3,80	27	4,30
d ₂ /d _о d _i /d _о		1,12		1,20		1,26 2,5 – 3,0		1,30		1,34	
Примечания. 1. Для конусности 1:16 угол раскрытия α = 3° 34' 48"; конусности 1:12 – α = 4° 46' 19"; конусности 1:10 – α = 5° 43' 32". 2. Расход воздуха указан приведённым к нормальным условиям и его температуре на входе 20°С (повышение температуры воздуха на входе снижает расход).											

Рекомендуемые размеры и значения расхода воздуха приведены в табл. 2.12 [38].

2.3.4. Снижение энергозатрат в пневмотранспорте

Снижение энергозатрат в пневмотранспорте предприятий актуально из-за его широкого применения в химическом, горнорудном, цементном, металлургическом и ряде других производств. Наряду с выбором оптимального уровня давления значительное снижение энергозатрат (примерно в 2 раза) в системах пневмотранспорта порошкообразных и мелкодисперсных веществ обеспечивает применение камерных насосов, оснащённых энергосберегающими модулями ООО «Технологии сбережения» (Россия, Белгород, ул. Щорса, 62).

Приведём основные рекомендации по повышению эффективности в пневмотранспортных системах деревообрабатывающих предприятий [18]:

- замена в прямооточных аспирационных пневмотранспортных системах циклонов,

установленных на линии выброса отработанного воздуха в атмосферу, на рециркуляционные рукавные фильтры, которые очищают и возвращают воздух в цех. Это позволяет уменьшить производительность приточной вентиляции в 10 раз, исключить подогрев приточного воздуха в холодное время, снизить пылевые выбросы в атмосферу ≈ 100 раз;

- применение автоматического регулирования производительности вентилятора в аспирационных пневмотранспортных системах с коэффициентом одновременности работы станков (0,5 – 0,7) и отключением их трубопроводов шиберами снижает потребление электроэнергии на (30 – 50)%;

- установка аспирационных пневмотранспортных систем с рециркуляцией воздуха по всасывающей схеме (рукавные фильтры функционируют в режиме «разрежения») и обычными радиальными вентиляторами вместо пылевых. Это в $\approx 1,5$ раза сокращает мощность электродвигателя и исключает износ лопаток рабочего колеса вентилятора. А применение в таких системах вакуумных вентиляторов с к. п. д. $\geq 0,85$ позволяет снизить энергозатраты примерно в 1,7 раза;

- применение в аспирационных пневмотранспортных системах с большим количеством оборудования саморазгружающихся коллекторов, нагружающих древесные отходы на транспортёры для перемещения в бункеры-накопители, минуя рукавной фильтр. Это позволяет снизить энергозатраты на транспортирование отходов на 15%; исключить попадание стружки в рукавные фильтры, что обеспечивает увеличение их ресурса;

- замена при объёме перемещаемых отходов до $90 \text{ м}^3/\text{ч}$ пневмотранспорта на систему из нескольких секций цепного скребкового конвейера закрытого типа снижает энергозатраты в ≈ 15 раз при протяжённости трассы до 150 м.

Подробнее о способах снижении энергозатрат в системах пневмотранспорта и пылеулавливания изложено в [18, 37].

2.3.5. Повышение эффективности использования сжатого воздуха при получении газов

При промышленном производстве азота, кислорода и аргона из атмосферного воздуха применяют три способа его разделения: криогенный, адсорбционный и мембранный. Основные факторы повышения эффективности использования сжатого воздуха для получения газов: оптимальный выбор способа их разделения в зависимости от требуемых объёмов производства и чистоты газов (см., например, рекомендации ООО ДР Air Gas); снижение затрат на производство сжатого воздуха за счёт выполнения требований и рекомендаций, приведённых в разделах 2,1; 2,2 и 2,3,1).

Не вдаваясь в подробности технологии разделения газов при использовании этих способов, отметим их основные области предпочтительного применения.

Криогенный способ обеспечивает получение до $1200 \text{ м}^3/\text{мин}$ газов наиболее высо-

кого качества (чистоты), притом азота и аргона – до 99,9995%, кислорода – до 99,9%. Получение газов при этом способе производится многократной перегонкой или ректификацией жидкого воздуха. Основной недостаток этого способа – высокие суммарные затраты, а следовательно и высокая себестоимость газов.

Адсорбционный способ применяется для получения азота с качеством до 99,999% и кислорода – до 95% при производительности до 100 м³/мин. Этот способ основан на избирательном поглощении газов воздуха адсорбентами. Его основные преимущества, по сравнению с криогенным: более низкие суммарные затраты (капитальные и эксплуатационные); быстрый монтаж и пуск благодаря поставке изготовителем практически готовых к эксплуатации установок; автоматическое регулирование режима работы (в т. ч. производительности и чистоты газов), возможность дистанционного управления.

Этот способ разделения обеспечивает производство достаточно высокого качества азота и кислорода с себестоимостью ниже, чем при криогенном.

Мембранный способ является наиболее эффективным для получения азота с чистотой (93 – 99,5)% при производительности до 85 м³/мин. Принцип разделения воздуха в мембранных установках основан на разной проницаемости молекул газов при прохождении через полые пористые полимерные волокна с газоразделительным слоем на внешней поверхности. Преимущества этих установок: высокая надёжность; меньшие габариты; более низкие суммарные затраты.

2.3.6. Повышение эффективности использования воздуха в системах хранения энергии

Системы для хранения энергии сжатого воздуха подразделяют на два типа:

- системы для пиковых или редких по времени расходов сжатого воздуха потребителями, в которых накопителями энергии являются ресиверы, устанавливаемые возле потребителей (например, в ПС импульсной подачи сжатого воздуха для очистки промышленных газовых фильтров и стрелок железнодорожных путей). Мероприятия повышения эффективности этих ПС были приведены ранее;

- системы для создания запаса энергии при наличии избыточной электроэнергии в сети. Их принято подразделять на автономные – ≤ 30 МВт, децентрализованные – >30 до 50 МВт, централизованные – ≥ 300 МВт. Запас энергии в них создают нагнетанием сжатого воздуха компрессорами в подземные ёмкости соляных и горных выработок, а также заполнением жидким воздухом (с давлением близким к атмосферному) горизонтальных и вертикальных ёмкостей с вакуумной изоляцией или больших плоскостных резервуаров. Накопленная в ёмкостях энергия воздуха используется для производства электроэнергии при её пиковом потреблении, что позволяет разнести по времени производство и потребление электроэнергии. Из-за относительно низкого к. п. д. этот способ накопле-

121

ния энергии обычно применяют в сетях с электростанциями (останов которых невозможен или нецелесообразен) и ветряными установками.

Наряду с выполнением требований и рекомендаций в разделах 2.1; 2.2 и 2.3.1, улучшению эффективности этих энергосистем способствует следующее: повышение герметичности ёмкостей хранения сжатого воздуха, в т. ч. подземных; создание термических хранилищ тепла сжатого воздуха (в системах с жидким воздухом) с последующим использованием его для нагрева воздуха перед турбинами, что снижает или исключает (при адиабатной системе хранения) расход природного газа для нагрева воздуха; снижение обогащения кислородом жидкого воздуха при его длительном хранении; применение энергоэффективных компрессоров и преобразователей энергии сжатого воздуха в электричество. Все эти меры могут повысить к. п. д. системы с 50% до (70 – 75)%.

2.3.7. Снижение энергозатрат при использования эрлифтных установок при откачке пульпы и воды

Снижение энергозатрат при откачке пульпы и воды (например, при бурении шахтных стволов) достигается:

- выполнением требований и рекомендаций, указанных в разделах 2.1; 2.2 и 2.3.1;
- оптимальным выбором ступеней одно-или многоступенчатой системы откачки.

2.3.8. Снижение энергозатрат при использования сжатого воздуха в шахтах, рудниках и горных выработках

Снижению энергозатрат в этих отраслях обеспечивается за счёт:

- выполнения требований и рекомендаций, указанных в разделах 2.1; 2.2 и 2.3.1;
- применения децентрализованной или комбинированной системы воздухообеспечения с винтовыми компрессорными установками в подземных условиях.

Внимание! Сжатый воздух, используемый в ряде специфических производств, основных химических процессах и технологических процессах разделения газов, отличается по параметрам (давлению, температуре, качеству очистки) от сжатого воздуха в пневмосистемах металлургических, машиностроительных, горнорудных, угольных и др. предприятий. Эту специфику параметров сжатого воздуха следует учитывать при выработке и принятии решений по повышению эффективности этих пневмосистем. Часто для подачи сжатого воздуха в эти системы применяют специальные компрессоры и встроенные в технологические линии устройства очистки. Однако основные рекомендации по повышению эффективности производства и передаче сжатого воздуха, приведённые в этой главе, справедливы и для пневмосистем этих производств.

Глава 3. ПРИНЦИПЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПНЕВМОСИСТЕМ

3.1. Основные принципы системных исследований пневмосистем

Пневмосистемы (далее, – ПС), энергоносителем в которых является сжатый или разрежённый воздух, представляют собой системы со следующими основными свойствами, характерными для любой технической системы: могут быть представлены как подсистема или элемент более широкой системы; являются целостным комплексом взаимосвязанных элементов; элементы ПС могут быть представлены как системы более низкого порядка; образуют особое единство с окружающей средой.

О сложности ПС как технических систем свидетельствует их классификация по различным признакам [6, 8, 9, 18, 21, 23, 37, 38, 43, 50, 61, 62, 63, 89, 97] и большой ассортимент их компонентов. Так, ассортимент устройств ПС, представленных на рынке, включает > 12 тысяч наименований и ≈ 700 тысяч исполнений и модификаций.

Всё это диктует необходимость исследования ПС на основе: системного подхода, определяющего основные методологические аспекты исследования; общей теории систем в приложении к конкретным системным принципам; конкретных системных концепций, состоящих из специальных теорий систем, системных моделей и разработок [11, 15, 25, 26, 28, 51, 72, 82, 86, 102]. Применение системных представлений и понятий системотехники позволяет получить обобщённое представление о ПС и их элементах, определить внутренние и внешние характеристики, общие для всех или определённых их видов. Это имеет важное значение для решения проблемы создания современных пневмосистем.

ПС, как и любые сложные системы, полно характеризуются на основе совокупности следующих системных представлений: **микроскопическом**, **иерархическом** и **функциональном**, которые раскрывают их внутренние характеристики; **макроскопическом**, раскрывающем их внешние характеристики; **процессуальном**, отражающем динамику их процессов.

Микроскопическое представление о пневмосистемах основано на введении понятия структуры, которая отражает нахождение неделимых для данной системы элементов и связей между ними, объединяющих их в целостную систему. Связи между элементами ПС могут быть прямыми, которые характеризуются «явным» взаимодействием элементов, и косвенными, не имеющими прямой связи на уровне элементов и взаимодействующими через систему, воспринимаемую как единое целое (например, через сжатый или разрежённый воздух). Примеры прямых и косвенных связей элементов пневмоприводов см. в работе [61].

Функциональное представление о пневмосистемах связано с пониманием их как совокупности функций (действий), позволяющих осуществить конкретную задачу. Каждый элемент, входящий в структуру ПС, обеспечивает определённую функцию, позволяющую решить общую задачу. Функциональные свойства элементов ПС являются свойствами первого порядка, а их совокупность принято называть функциональным местом элемента. Между функциональными местами элементов в ПС существуют функциональные отношения, которые фиксируют принадлежность каждого из них к ПС с точки зрения обеспечения заданной функции, а функциональные связи между ними объединяют все элементы в систему. Так, компрессорные станции и установки – источники энергии сжатого воздуха; вакуумные насосы и эжекторы – источники разрежённого воздуха; установки осушки воздуха, фильтры, маслораспылители и глушители – кондиционеры сжатого воздуха; пневмолинии – устройства для передачи воздуха потребителям и сброса его в атмосферу; распределительная аппаратура – устройства для изменения направления движения и перекрытия потоков сжатого воздуха; дроссели – устройства для изменения сопротивления потоку сжатого воздуха; редукционные клапаны – устройства для понижения давления сжатого воздуха на заданное значение; пневмодвигатели – преобразователи энергии сжатого воздуха в механическую энергию за счёт линейного, вращательного и линейно-вращательного усилия выходного звена.

Функциональные связи, объединяющие эти элементы в ПС, обеспечивают работу определённых **функциональных подсистем**: пневмоприводов, пневмотранспорта, аэрации, флотации, покраски, охлаждения, аэролифта, очистки, массажа, дыхания и др.

Иерархическое представление о пневмосистемах и их элементах основано на понятии подсистемы (единицы), которая обладает функциональной спецификой системы или подсистемы и может быть представлена как совокупность единиц, составляющих системную иерархию. Понятие единицы неадекватно понятию элемент (см. выше).

Например, ПС предприятия (1 уровень) состоит из подсистем подразделений или отдельных групп потребителей (2 уровень), в которые входят подсистемы отдельных машин (3 уровень).

Другой пример иерархии: функциональная подсистема пневмоприводов автоматической линии (1 уровень), состоящая из индивидуальных приводов станков этой линии (2 уровень) и входящих в них модулей линейного, поворотного и вращательного движений с распределителями (3 уровень). Единицы 3 уровня замыкают системную иерархию привода автоматической линии и являются предельными, так как они сохраняют его основные свойства, но не могут быть разделены на последующие единицы.

Аналогично можно построить иерархию других видов ПС и сложных устройств.

Функциональные связи между единицами ПС могут быть горизонтальными, устанавливающимися между единицами одного уровня иерархии, и вертикальными (субор-

динации), охватывающими один или несколько уровней системы. Вертикальные связи являются внешними по отношению к единицам более низкого уровня и внутренними – относительно высокого уровня.

Макроскопическое представление о пневмосистемах характеризует понимание их как части более сложной системы, включая окружающую среду. Исследование ПС необходимо проводить в комплексе со сложной системой и окружающей средой. Например, определение состава, концентрации и состояния загрязнителей в сжатом воздухе ПС невозможно без учёта влияния климатической зоны и загрязнённости воздушного бассейна, физического состояния компрессора и пневмолиний, расположения пневмолиний и температуры окружающей среды, эффективности устройств очистки; качества техобслуживания и других факторов.

ПС и их элементы в макроскопическом представлении могут быть как естественной, так и искусственной системой. Например, пневмопривод в составе манипулятора можно рассматривать как искусственную систему (манипулятор), охватывающую другую искусственную систему (пневмопривод). Если пневмопривод в составе манипулятора предназначен для работы в условиях минусовых температур, то необходимо решить задачу его совместимости с охватывающей окружающей средой. Например, сжатый воздух должен быть осушен для исключения обмерзания и выхода из строя устройств пневмопривода при минусовой температуре окружающей среды.

Процессуальное представление о пневмосистемах предполагает понимание их как совокупности процессов, характеризующихся последовательностью состояний во времени. Основным понятием здесь является временной интервал, в течение которого функционирует данный процесс [25]. Этот интервал времени t разбивается на ряд состояний $S_{i0}, S_{i1}, \dots, S_{in}$. Процессы в системах принято разделять на основные и вспомогательные.

К основным процессам относят процессы развития и функционирования ПС. Процессы развития, в отличие от процессов функционирования, можно выделить только при сопоставлении данной ПС с другими аналогичными, существующими в настоящее время и существовавшими в прошлом. Эти процессы относятся к внешним и могут дать представление о возможных путях развития ПС и факторах, влияющих на реализацию того или иного пути развития через ряд состояний.

Развитие функциональных возможностей ПС шло последовательно в определённом временном интервале путём сочетания их элементов с электрическими, гидравлическими и механическими устройствами. В настоящее время происходит очередной скачок повышения эффективности и функциональных возможностей ПС за счёт использования в них микропроцессорной техники.

Важную роль в системном подходе решения конкретных задач играет построение обобщённого или частного системного эталона. Полное описание системного эталона

должно включать макроскопическое, иерархическое, функциональное и микроскопическое представления, которые взаимно дополняют друг друга. Каждое состояние конкретной ПС должно быть представлено как её совокупность с системой окружения, а сама ПС может быть развёрнута в иерархию до последнего уровня. В то же время каждая единица системы представляется как совокупность функциональных мест отношений, наполненных определённой структурой.

Обобщённый системный эталон обычно предлагает определённый способ исследования, при котором временной интервал системы, системное окружение и набор функциональных мест при анализе и синтезе задаются извне. Это определяет способ рассмотрения от одного представления к другому, а последовательность представления системы устанавливается характером её исследования. Существуют разные варианты системных эталонов или использования в его качестве одного из системных представлений.

Подробно о сущности и принципах системных исследований см. в работах [11, 15, 25, 26, 28, 72, 82, 86].

3.2. Функционально-стоимостной метод исследования пневмосистем

Функционально-стоимостной анализ (далее сокращенно – **ФСА**) – метод системного исследования объекта (например, системы воздухообеспечения предприятия или пневмопривода машин) с целью повышения использования трудовых и материальных ресурсов за счёт оптимизации соотношения между потребительскими свойствами объекта и затратами на его создание и эксплуатацию.

Этот метод основан на комплексном использовании двух подходов:

- **системного**, означающего рассмотрение объекта как элемента системы более высокого порядка и как системы, состоящей из взаимосвязанных элементов. Этот подход предусматривает: постановку задачи, определение цели и критериев, структурный анализ объекта и разработку концепций его совершенствования; создание модели и проведение анализа путём моделирования; синтез объекта по результатам моделирования;

- **функционального**, включающего тщательный анализ объекта с целью нахождения наиболее экономичных способов реализации всех его функций и заданных требований на базе коллективного творчества и формирования вариантов технических решений с их качественной и количественной оценкой с помощью специальных методик.

Другие характерные особенности ФСА: строгие организационная и методическая последовательность проведения анализа по этапам работы; универсальность использования; привлечение достоверной систематизированной информации о наиболее прогрессивных решениях анализируемого объекта; народнохозяйственный подход к оценке потребительских свойств на разработку, производство и использование объекта.

3.2.1. Этапы проведения ФСА при исследовании ПС и их элементов.

1. Информационно-подготовительный этап:

- анализируется поставленная задача;
- определяются основные цели исследования;
- разрабатывается рабочий план, сроки его выполнения и стоимость работ;
- проводится сбор и систематизация информации, изучение объекта исследования и его аналогов (по технической документации, патентам, литературе и т. д.);
- обследуются условия эксплуатации;
- приближённо оцениваются затраты и их структуры на стадиях разработки, внедрения и эксплуатации объекта исследования ФСА.

Отметим, что конечной целью создания и внедрения ПС и их элементов является получение общего экономического эффекта в сфере их производства и применения.

К основным конкретным целям относят: снижение затрат на создание и эксплуатацию; повышение технического уровня и показателей качества; расширение масштабов и областей применения; повышение функциональной и размерной взаимозаменяемости.

Сбор и анализ информационных материалов о существующих и перспективных видах ПС и их элементов проводится с целью подготовки исходных данных для последующих стадий и этапов ФСА.

Рекомендуется возлагать выполнение этого этапа на главных конструкторов проектов, научно-технических и патентно-информационных специалистов с привлечением профильных и функциональных подразделений.

2. Аналитический этап включает:

- формулирование функций ПС и их элементов, основанных на понятиях, имеющих размерность (например, «преобразует энергию сжатого воздуха в механическое усилие», «обеспечивает аэрацию водоёма», «производит массаж», «очищает или осушает поверхность изделия», «редуцирует давление», «улавливает твёрдые загрязнители»);
- группировку и оценку функций экспертным методом;
- построение функциональной и функционально-структурной модели объекта;
- сопоставительный анализ важности функций объекта и объёма затрат на их реализацию;
- дифференцированный анализ функциональных частей сложных ПС, подсистем и их элементов;
- формулирование задач совершенствования объекта для следующего этапа ФСА.

3. Творчески-исследовательский этап. На этом этапе проводят:

- разработку, анализ и предварительный отбор предложений по совершенствованию ПС и их элементов;

- разработку и анализ вариантов их исполнения с целью исключения нецелесообразных;
- конструкторскую разработку и расчёты отобранных вариантов;
- рассмотрение и комплексную технико-экономическую оценку экспертами разработанных вариантов по выбранным критериям из показателей качества по ГОСТ 22851 (назначения, экономическим, надёжности, стандартизации и унификации, экологическим, технологическим, патентно-правовым, техники безопасности, эстетическим, сложности проектирования, эргономическим).
- отбор наиболее рационального варианта (вариантов) и составление отчёта с выводами и предложениями.

На рис. 3.1 приведена блок-схема программы ФСА, которая может быть использована при выборе оптимального варианта ПС и их элементов.

Определение перечня показателей качества, их иерархию и весомость проводит рабочая группа с привлечением экспертов для корректировки. В таблице 3.1. дан пример назначения показателей для выбора способа торможения поршня цилиндра привода.

Таблица 3.1

Показатели		
Обобщенный	Комплексные	Единичные
Показатель пневмопривода по способу торможения	Назначения	Быстродействие
		Регулирование длины пути торможения
		Регулирование скорости торможения
		Отсутствие дополнительных устройств в рабочей
	Технологичности	зоне пневмопривода
		Простота настройки
		Трудоёмкость изготовления
		Степень освоения в серийном производстве
	Экономические	комплектующих изделий
		Стоимость изготовления
Стоимость эксплуатации*		
* – стоимость эксплуатации включает и расход воздуха на торможение.		

	Технологичности	Отсутствие дополнительных устройств в рабочей
		зоне пневмопривода
		Простота настройки
		Трудоёмкость изготовления
	Экономические	Степень освоения в серийном производстве
		комплектующих изделий
		Стоимость изготовления
		Стоимость эксплуатации*
* – стоимость эксплуатации включает и расход воздуха на торможение.		

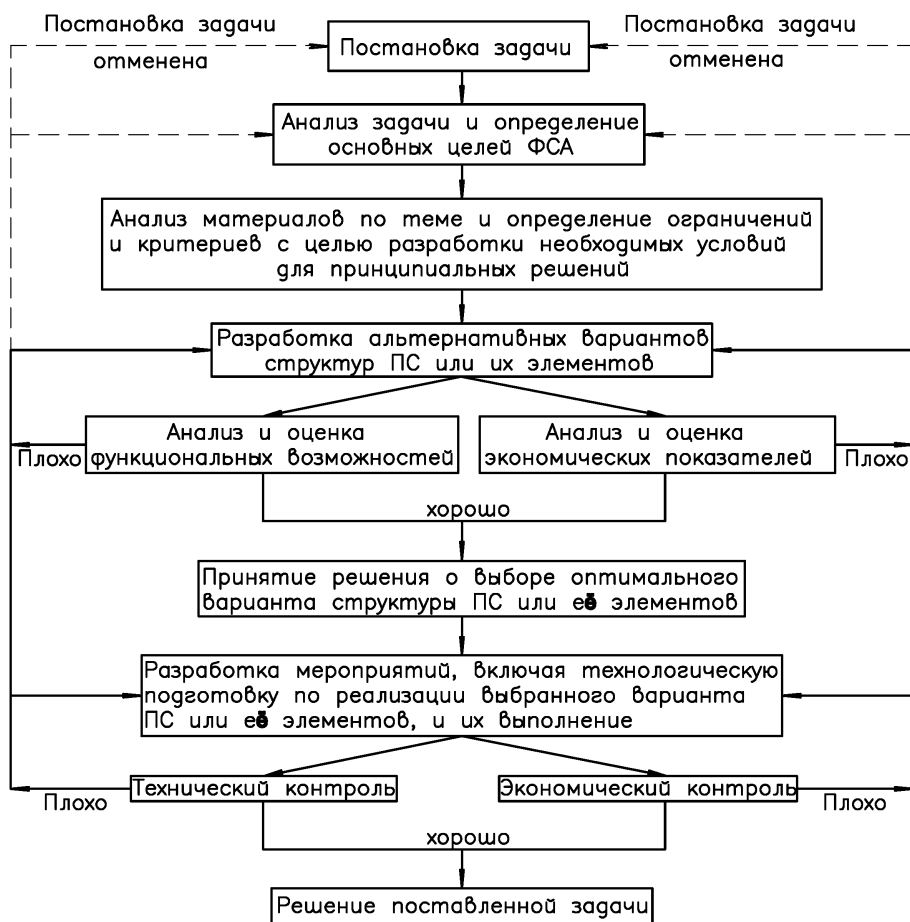


Рис. 3.1. Блок-схема программы ФСА

Число уровней иерархии и количество показателей качества зависит от сложности ПС или их элементов, цели и требуемой точности оценки (см. пример в ГОСТ 23554).

Рабочая группа представляет первый вариант иерархической структуры показателей качества экспертам для корректировки (добавления пропущенных, исключения малозначимых и уточнения расположения их по значимости).

Окончательный вариант структурной схемы показателей качества принимается экспертами после внесения рабочей группой исправлений и обсуждения.

При проведении ФСА применяют аналитические, измерительные и менее трудоёмкие экспертные методы оценок показателей качества по ГОСТ 23554.0, ГОСТ 23554.1 и

ГОСТ 24294.

Например, массу устройств ПС на предпроектной стадии можно определить экспертно, сравнивая с аналогичными устройствами, или аналитическим методом, устанавливая её зависимости от определённого параметра аналогов (например, условного прохода распределителя или развиваемого усилия цилиндра). На стадии проектирования массу устройств определяют по рабочим чертежам, а на стадии изготовления – измерительным методом (взвешиванием).

Определение коэффициентов весомости показателей проводят сравнением между собой их значимости с использованием следующих процедур: ранжирования, оценки, парного или последовательного сравнения.

Ранжирование заключается в упорядочении показателей в соответствии с определённым признаком (например, расположения их в порядке уменьшения значимости).

Эту процедуру применяют для снижения трудоёмкости назначения экспертами коэффициентов весомости показателей и при разделении показателей на группы в соответствии с их значимостью.

Оценка (оценивание) заключается в назначении показателям количественных или качественных характеристик в соответствии с выраженностью определённого признака, позволяющих определить коэффициенты весомости. Например, самому значимому показателю назначают коэффициент равный 1, а коэффициенты весомости остальных показателей устанавливают в соответствии с их значимостью по сравнению с первым.

Парное сравнение заключается в сравнении каждого показателя с каждым из всех выбранных для их ранжирования или сравнения.

Последовательное сравнение включает процедуры ранжирования (или парного сравнения) и оценки.

Определение коэффициентов весомости единичных и групповых показателей качества по ГОСТ 24294 можно проводить также с использованием аналитических методов.

Оценка единичных показателей качества ПС и их элементов проводится сопоставлением их значений с базовыми. Обычно эксперты используют метод «главных точек» зависимости оценок от значения показателей. При этом необходимо различать «измеримые» («числовые») и «неизмеримые» («качественные») параметры.

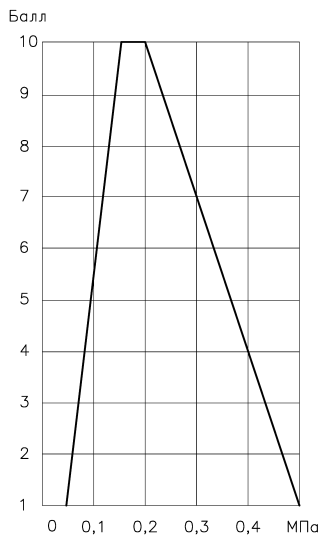


Рис. 3.2 Оценка показателя давления переключения распределителя

На рис. 3.2 приведён пример оценки во ВНИИГид-

роприводе минимального давления переключения пневмораспределителей при давлении в сети (0,6 – 0,7) МПа методом главных точек [56].

Определение комплексных показателей качества производится экспресс-методом или методом средневзвешенных величин (значений).

При экспресс-методе эксперт анализирует значения входящих в них показателей, их значимость и назначает комплексную оценку (без предварительной оценки показателей и коэффициентов их весомости).

При методе средневзвешенных величин комплексные показатели определяют усреднением оценок входящих в них показателей с учётом их коэффициентов весомости.

Формирование экспертной группы следует проводить по ГОСТ 23554.

Выполнение 2 и 3 этапов осуществляет проектно-исследовательская группа с привлечением экспертов и специалистов заинтересованных служб предприятия.

4. *Заключительный этап* включает экспертизу выводов и предложений предыдущего этапа, а затем – рассмотрение руководством заключений экспертизы и принятие окончательного решения (внедрить, провести дополнительные исследования, отклонить).

Приведём пример использования ФСА при выборе рациональных приводов [56].

Выбор рационального вида привода для конкретного объекта автоматизации (далее – **ОА**) проводят путём сравнительной оценки альтернативных вариантов приводов (пневматического, гидравлического, электромеханического, комбинированного) по значениям выбранных показателей качества с использованием методов ФСА. Наибольший эффект при решении этой задачи достигается разработкой ОА во взаимосвязи с приводом, что позволяет наиболее оптимально приспособить их друг к другу.

На 1 этапе производится постановка задачи и её анализ и определение основных целей ФСА. Выполнение этого этапа базируется на анализе заявки (ГОСТ 15.001) и технических требований на создание (или модернизацию) привода для конкретного ОА.

Исходные данные на создание привода должны включать: технические характеристики, описание, чертежи, циклограмму работы ОА; требования к быстродействию, закону движения, силовым характеристикам, массе и габаритным размерам исполнительных механизмов; требования к габаритам и массе других устройств привода, а также эксплуатационные (режим работы, регламенты техобслуживания, квалификация обслуживающего персонала, температура, влажность и запылённость окружающей среды); требования техники безопасности, пожаро- и взрывобезопасности, экологические, специфические (к вибростойкости, наличию магнитных полей, радиации и др.); сведения о наличии и параметрах источников питания (электрической и пневматической сети предприятия).

Предварительный выбор альтернативных видов приводов для последующего срав-

нения следует производить на базе сбора и анализа их качественных и количественных оценок основных показателей их качества.

Для примера в таблицах 3.2 и 3.3, рисунках 3.3 и 3.4 приведены характеристики ряда основных показателей качества приводов (подробнее см. в [9, 23, 37, 42, 56, 62, 77]).

Таблица 3.2

Критерии сравнения	Вид привода		
	Электрический (ЭП)	Гидравлический (ГП)	Пневматический (ПП)
Общий КПД	до 0,9	менее 0,7	менее 0,3
Энергопотери при передаче	наименьшие	большие	меньше, чем в ГП, больше, чем в ЭП
Габариты и масса двигателя	большие	наименьшие	больше ГП, меньше ЭП
Скорость: выходного звена двигателя передачи сигнала	ниже, чем в ПП 300000 км/с	ниже, чем в ПП и ЭП 1000 м/с	высокая ≈340 м/с
Плавность перемещения и точность останова	выше, чем в ПП, но хуже, чем в ГП	выше, чем в ЭП и ПП	хуже, чем в ГП и ЭП
Возможность накопления энергии	сложнее, чем в ПП	хуже, чем в ПП и ЭП	наиболее простая
Перегрузки двигателей	могут привести к выходу их из строя	приводят к их нагреву и поломкам	останавливают их без поломок
Пожаро- и взрывоопасность	высокая	выше, чем ПП, ниже ЭП	низкая
Надёжность в условиях запылённости и влажности	низкая	ныше, чем ЭП, ниже ПП	высокая
Надёжность элементов в условиях магнитных полей	низкая	высокая	высокая
Техобслуживание	простое	сложное	наиболее простое
Проектирование, размещение и монтаж	простое	сложнее, чем ЭП и ПП	относительно сложнее ЭП

Как видно из таблицы 3.2, пневмоприводы уступают по скорости передачи сигналов гидро- и электроприводам, но превосходят их по скорости перемещения выходного звена двигателя. В гидро- и электроприводах проще решаются задачи обеспечения точности и диапазона регулирования скорости выходного звена двигателя, а в пневмоприводах – взрыво- и пожаробезопасности.

Расширению функциональных возможностей (повышению быстродействия, точности позиционирования и снижению энергозатрат) и областей применения пневмоприводов способствует использование микропроцессорных устройств, аппаратуры с пропорциональным управлением, оптико-электронных и индуктивных датчиков.

Для предварительной (грубой) экспертной оценки приводов и их элементов можно

использовать данные оценки в баллах ряда основных показателей качества в таблицах 3.2 и 3.3, рисунках 3.3 и 3.4 и сведения в работах [9, 21, 22, 23, 43, 47, 48, 55, 56, 62, 77, 88].

Таблица 3.3

Показатели качества	Оценка показателей качества приводов в баллах		
	пневматический	гидравлический	электромеханический
Значение передаваемых нагрузок:			
при линейном движении	4	5	3
при вращательном движении	3	5	4
Простота реализации движения:			
линейного	5	5	1
вращательного	3	3	5
поворотного	5	5	3
Плавность движения и точность остановки в любой точке перемещения	2	5	3
Скорость исполнительных механизмов	5	3	4
Возможность:			
переносить перегрузки	5	4	2
аккумулирования энергии	5	4	3
Работа в запылённой и влажной ОС	5	4	3
Работа при изменении температуре ОС	5	3	5
Пожаро- и взрывобезопасность	5	3	3
Стоимость:			
первоначальных затрат	5	2** – 3	3* – 4
энергозатрат	1,5	3	5
техобслуживания	5	2	4
Экологичность	4	3	5
Габариты и масса двигателей:			
линейных	3	5	2
вращательных и поворотных	4	5	3
Примечания. 1. ОС – сокращённое обозначение «окружающая среда». 2. Первоначальные затраты включают проектирование, стоимость всего комплекса оборудования, монтажа, наладки и инженерно-консалтинговых услуг поставщиков и сервисных организаций. 3. * – электроприводов с линейными двигателями. 4. ** – для сложных гидроприводов (например, следящих). 5. Приведённые оценки не распространяются на области применения приводов с специфическими требованиями (например, в медицине, самолётостроении, оборонной технике).			

Оценки в таблице 3.3 сделаны с учётом следующих основных допущений:

- пневмоприводы рассматриваются в областях применения сжатого воздуха с рабочим давлением (0,6 – 1,6) МПа, подаваемого из сети воздухоснабжения;
- гидроприводы рассматриваются в комплектации с насосом, работающим на минеральном масле с давлением > 2,0 МПа (электромотор привода насоса не

взрывобезопасном исполнении);

- электроприводы рассматриваются в взрывоопасном исполнении с питанием от централизованной электросети предприятия;
- основные комплектующие изделия приводов серийного производства.

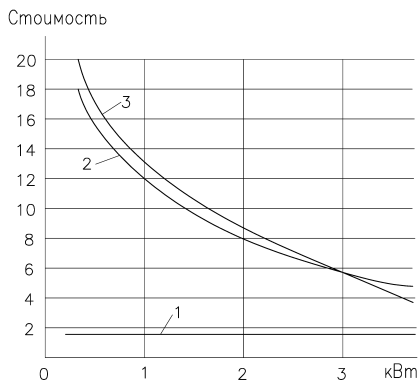


Рис. 3.3. Относительная стоимость различных видов приводов на единицу мощности: 1 – пневмопривода; 2 – электропривода; 3 – гидропривода

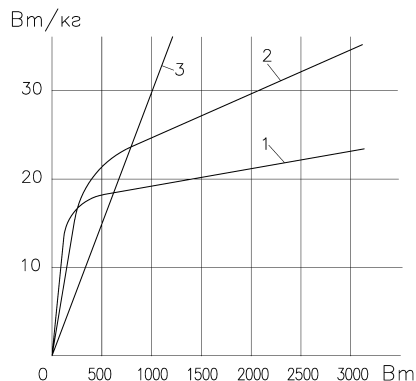


Рис. 3.4. Удельная мощность силовых механизмов приводов: 1 – электропривода, 2 – пневмопривода, 3 – гидропривода

Суммарная оценка показателей качества приводов (p_{ck}) определяется из выражения:

$$p_{ck} = \sum k_{ik} \cdot p_{ik} ,$$

где $\sum k_{ik} \cdot p_{ik}$ – сумма произведений коэффициентов весомости (k_{ik}) каждого из показателей качества на его оценку (p_{ik}).

Примечание. Аналогично проводится анализ и оценка динамических и энергетических показателей качества приводов при наличии экспериментальных или расчётных данных.

Окончательный выбор вида привода проводят по суммарному экономическому показателю (\mathcal{E}_{cn}) за год или время полезного использования альтернативных вариантов:

$$\mathcal{E}_{cn} = (Z_{прп} + Z_{кп} + Z_{эн} + Z_{пн}) / B$$

где $Z_{прп}$ – затраты на проектирование привода; $Z_{кп}$ – затраты на приобретение и изготовление компонентов, монтаж и наладку привода; $Z_{эн}$ – затраты на энергию, техническое обслуживание, приобретение расходуемых материалов, ремонт и запасные части ; $Z_{пн}$ – стоимость потерь в производстве, вызванных выходом привода из строя; B – объём продукции, выпускаемой ОА, оснащённым данным видом привода. Значение B определяется исходя из технологических возможностей АО и технических показателей привода (быстродействия, характера движения исполнительных механизмов и др.). Когда объём выпускаемой продукции определяется технологическими возможностями ОА, значение

В принимают равным для всех видов приводов.

Примечание. Для приводов, отличающихся между собой годовой производительностью или продолжительностью времени полезного использования, расчёт годовой эффективности проводят по себестоимости единицы продукции и удельным капиталовложениям.

Рассмотрим последовательно определение составляющих суммарных затрат.

Таблица 3.4

Вид привода	Сравнительная трудоёмкость при сложности привода		
	малой	средней	большой
Пневматический	1	1	1
Гидравлический	2	1,75	1,5
Электрический	1 – 1,2*	1 – 1,3*	1,4
Комбинированный	2	2	2

* – Большие значения принимают для электромеханического привода с редукторами

Таблица 3.5

Наименование МПО	Трудоём- кость МПО	k_i	Оценка в баллах p_i в зависимости от наличия МПО				
			Отсут- ствуют	Есть общие сведения в литературе	Есть отраслевые РМ	Есть программы расчётов на ЭВМ	Есть отраслевые РМ и программы расчётов на ЭВМ
Методы ФСА	высокая	0,8	1	2	5	9	10
	невысокая	0,5	2	3	6	7	8
Методы структурного синтеза привода	высокая	0,7	1	2	5	9	10
	невысокая	0,4	2	3	6	7	8
Методы динамиче- ского синтеза привода	высокая	0,8	1	2	6	9	10
	невысокая	0,8	2	3	6	9	10
Методы динамиче- ского анализа привода	высокая	0,7	1	2	6	9	10
	невысокая	0,7	2	3	6	9	10
Методы расчёта пока- зателей надёжности	высокая	0,5	2	3	7	9	10
	невысокая	0,3	2	3	7	8	9
Методы логического проектирования СУ приводом	высокая	0,6	2	3	7	9	10
	невысокая	0,3	3	4	7	8	7
Рабочая документация на оригинальные узлы и элементы привода	высокая	1,0	1	Есть в объёме техпроекта		Есть в полном объёме	
	невысокая	0,7	3	8		10	
				6		7	

Примечание. Сокращённые обозначения в таблице: МПО – материалы проектного обеспечения; РМ – руководящие материалы; СУ – системы управления.

Затраты на проектирование привода ($Z_{прп}$) зависят от целого ряда факторов: степени новизны и сложности привода, квалификации проектировщиков, наличия унифицированных типовых элементов привода в централизованном производстве, наличия материалов проектного обеспечения и др. факторов. Значения этих затрат определяют

по существующим (отраслевым или предприятия) расценкам на проведение проектно-конструкторских работ, что является достаточно сложной и трудоёмкой задачей.

В ВНИИГидроприводе при экспертной оценке трудоёмкости проектирования различных видов приводов, в зависимости от их сложности, использовались данные таблицы 3.4, а значимости наличия материалов проектного обеспечения данные таблицы 3.5.

Суммарная оценка проектного обеспечения приводов (p_{cno}) находится по формуле:

$$p_{cno} = \sum k_{ino} \cdot p_{ino} ,$$

где $\sum k_{ino} \cdot p_{ino}$ – сумма произведений коэффициентов весомости (k_{ino}) каждого из материалов проектного обеспечения на его оценку (p_{ino}).

Приведённые затраты на приобретение и изготовление компонентов, монтаж и наладку привода ($Z_{кп}$) определяются из выражения:

$$Z_{кп} = P_j \cdot \left(\sum_{z=1}^m C_z \cdot n_z + C_{мп} + C_{нп} \right) ,$$

где P_j – норматив рентабельности (отраслевой или предприятия); C_z – стоимость отдельного элемента привода; n_z – количество одинаковых элементов привода; m – число элементов в приводе; $C_{мп}$ – стоимость монтажа привода; $C_{нп}$ – стоимость наладки привода.

Годовые затраты на энергию, техобслуживание, приобретение расходующих материалов, ремонт и запасные части привода ($Z_{эп}$) рассчитывают по формуле:

$$Z_{эп} = C_{эн} + C_m + C_{про} \cdot k_{\lambda} \cdot \lambda + C_{оп} + R_c ,$$

где $C_{эн}$ и C_m – соответственно стоимость потреблённой энергии, расходных и вспомогательных материалов за один год. Стоимость потреблённой энергии пневмоприводом определяется расходом воздуха, а электро- и гидроприводов – потребляемой электроэнергией (заметим, что удельный расход электроэнергии на выработку 1 м^3 воздуха в среднем составляет 0,1 кВт, а себестоимость 1 м^3 сжатого воздуха, с учётом эксплуатационных затрат, примерно в 5 раз выше себестоимости 1 кВт электроэнергии); $C_{про}$ – стоимость одного планово-предупредительного ремонта или осмотра привода; λ – интенсивность отказов привода, $\lambda/\text{ч}$; k_{λ} – коэффициент, значение которого определяется вероятностью безотказной работы привода (при вероятности безотказной работы 0,95; 0,97; 0,99 значение k_{λ} равно соответственно $1,4 \cdot 10^5$; $2,4 \cdot 10^5$; $7,8 \cdot 10^5$); $C_{оп}$ – средняя стоимость оплаты обслуживающего персонала; R_c – годовые амортизационные отчисления.

Интенсивность отказов привода (λ) может быть определена по формуле:

$$\lambda = k_{nm} \cdot \sum_{i=1}^n k_{i\lambda} \cdot \lambda_i ,$$

где $k_{nm} = T/24$ – коэффициент использования привода по времени; T – среднесуточное время работы привода, ч; n – количество однотипных элементов; $k_{i\lambda} = t_{i\lambda} / T$ – коэффициент использования элементов привода по времени ($t_{i\lambda}$ – время использования i -го элемента); λ_i – интенсивность отказов элементов привода.

Стоимость потерь в производстве (C_{nn}), вызванных выходом привода из строя:

$$C_{nn} = \frac{R_c \cdot t_{pc}}{T_{cp}} + C_p + C_{op} + C_{dp} ,$$

где t_{pc} ~ время простоя АО, оснащённого приводом, из-за ремонта (за год); T_{cp} – средний годовой фонд времени работы АО, на котором установлен привод; C_p – затраты на ремонт; C_{op} – средняя стоимость оплаты обслуживающего персонала; C_{dp} – другие затраты, вызванные простоем АО из-за выхода привода из строя.

В некоторых случаях возникает необходимость в анализе и оценке следующих показателей качества приводов:

- **серийного производства элементной базы.** Этот показатель определяют по перечню покупных и оригинальных изделий, входящих в состав приводов. Оценку затрат производят: покупных изделий – по отпускной цене; оригинальных – по расчётной цене с учётом трудоёмкости изготовления, серийности производства и технологических возможностей изготовителей;

- **качества сервиса при эксплуатации приводов,** которое уточняется в местах эксплуатации приводов ОА, а именно: наличие служб сервиса поставщика, стоимость и сроки поставки комплектующих изделий и деталей для замены вышедших из строя;

- **уровня стандартизации и унификации компонентов,** определяемого по фактическим значениям коэффициентов этого показателя.

Пример 7. Выбор позиционного привода перемещения салазок сварочного аппарата с целью обеспечения высокой производительности при минимальных суммарных затратах на привод. Коротко изложим результаты решения этой задачи.

На базе анализа технологических и экономических требований ОА были определены следующие основные требования к параметрам привода: точность позиционирования – не грубее ± 1 мм; время позиционирования для шага 40 мм – не более 0,7 с; диапазон максимального перемещения с позиционированием – (300 – 1000) мм; высокие

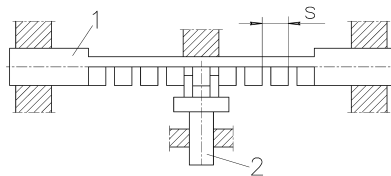


Рис. 3.5. Привод П1

значения ресурса и надёжности; минимальная суммарная стоимость (изготовления, энергозатрат и обслуживания); низкий уровень шума.

Для анализа и последующей оценке были выбраны 7 вариантов приводов.

Привод П1 (рис. 3.5) – механический шаговый, состоящий из штока 1 с пазами и приводного вала 2. Цапфы приводного вала входят в зацепление с пазами штока. Поворот приводного вала на 180° обеспечивает шаг позиционирования длиной S . Привод имеет неизменяемую величину шага и синусоидальную кривую скорости.

Привод П2 (рис. 3.6) – состоит из гидроцилиндра 1, электрического шагового двигателя 2 и распределителя 3 с обратной связью. Каждому угловому шагу электродвигателя соответствует определённое смещение распределительного золотника, а следовательно и поршня гидроцилиндра, связанного с золотником обратной связью винт-гайка. Результирующее перемещение поршня через винт вращает гайку золотника, что обеспечивает перекрытие потока в распределителе. Привод обеспечивает позиционирование на любой шаг в пределах максимального хода с приращением хода на 0,1 мм.

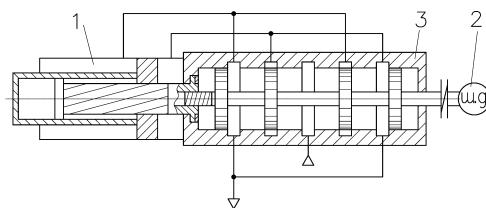


Рис. 3.6. Привод П2

Привод П3 (рис. 3.7) – гидравлический с внешним механическим устройством памяти. Перемещение поршня цилиндра 1 на один шаг обеспечивается путём кратковременного включения распределителя 7. При этом масло сливается из нижней полости цилиндра 11 упора, установленного на роторе клапана 4. Выдвижной упор, связанный с одним из упоров блока памяти 8, вдвигается, размыкая цепь регулирования положения привода. При этом пружина 9, воздействуя на рычаг ротора поворотного клапана 4, вращает его против часовой стрелки и соединяет бесштоковую полость цилиндра 1 со штоковой полостью и с линией питания. Шток цилиндра перемещается вправо со скоростью, настраиваемой дросселем 10. Перемещение происходит до тех пор, пока следящий упор блока памяти не войдет в зацепление с верхней частью выдвижного упора ротора поворотного клапана 4, возвращая его в исходное положение. При очередном включении распределителя 7 цикл повторяется. После совершения приводом последовательности шагов позиционирования, заданной блоком памяти, включаются распределители 6 и 7. Распределитель 6 подаёт давление в обе полости цилиндра 5 и переключает его в положение, при котором ротор клапана 4 проворачивается по часовой стрелке, соединяя бесштоковую полости цилиндра 1 со сливом и возвращая поршень со штоком в исходное положение. В приводе предусмотрен аварийный останов штока цилиндра 1 в случае падения давления в гидросистеме или отключения подачи тока. При этом распределитель 2 сообщает полости цилиндров гидрозамков 3 со сливом, что позволяет обратным

клапанам блокировать перемещение поршня цилиндра 1.

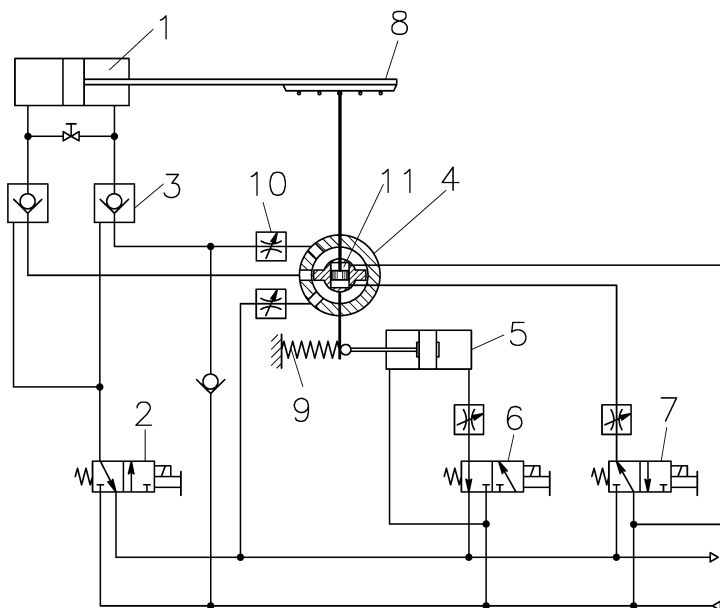


Рис. 3.7. Привод ПЗ

Привод П4 (рис. 3.8) – пневматический позиционный с программируемыми выдвижными упорами состоит из пневмоцилиндра 1, выдвижных упоров 2, 3 и 4 с закреплёнными на них конечными выключателями 6, 7 и 8. Установка значения шага позиционирования производится закреплением их на линейке 5. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость цилиндра, шток перемещается вправо и нажимает кулачком 9 на конечный выключатель 7, что обеспечивает торможение и плавный подход к выдвижному упору 3. Программирование :

Привод П5 – электромеханический с электродвигателем, который через понижающую передачу посредством рейки с шестернёй передаёт движение салазкам сварочного аппарата. В приводе предусмотрено предварительное понижение скорости перемещения при подходе к заданной позиции. Сигнал на предварительное торможение и останов поступает от кулачкового

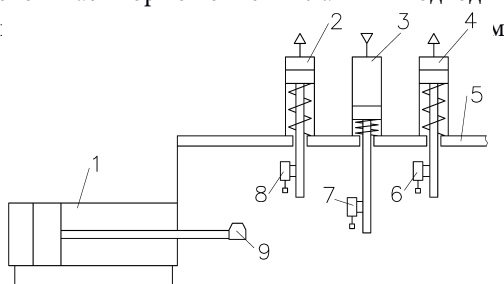


Рис. 3.8. Привод П4

переключателя. Позиционное регулирующее устройство, состоящее из зубчатого диска, установленного на валу электродвигателя, и фотоэлемента, осуществляет удерживание привода в заданной позиции. При смещении диска в сторону тёмного или светлого участка фотоэлемент выдает положительный или отрицательный сигнал, характеризующий напряжение, удерживающее привод в заданной позиции. Блок-схема этого привода приведена на рис. 3.9.

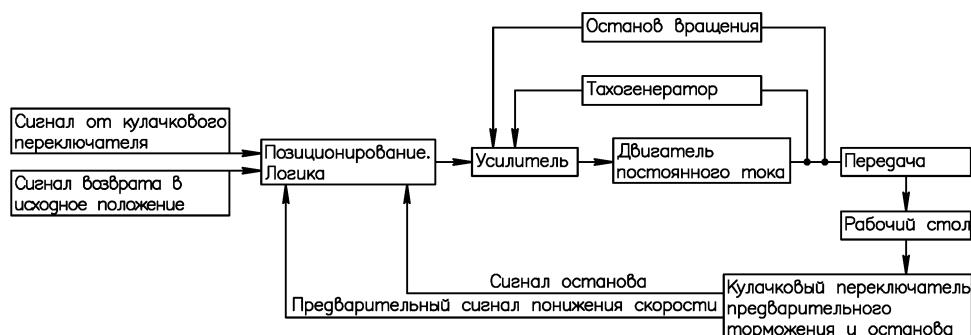


Рис. 3.9. Привод типа П5 (блок-схема)

Привод П6 (рис. 3.10) – электромеханический с самотормозящимся электродвигателем. Ротор электродвигателя имеет внутреннюю обратную связь с поршнем цилиндра. В заданной позиции срабатывает датчик обратной связи и выдает сигнал на останов привода отключением электродвигателя и включением механического тормоза.

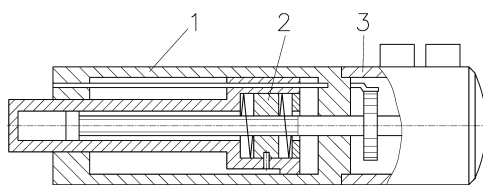


Рис. 3.10. Привод П6

Привод П7 (рис. 3.11) – электромеханический с кривошип-шатунным механизмом, червячной передачей и самотормозящимся электродвигателем. Движение салазок осуществляется электродвигателем через кривошип-шатунный механизм. Переключающие кулачки, обеспечивающие выдачу сигнала на останов, устанавливаются на распределительном диске червячного вала.

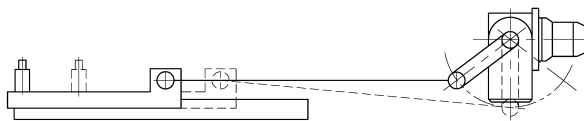


Рис. 3.11. Привод П7

Оценка альтернативных вариантов приводов проводилась по выбранным критериям качества, их весомости (таблица 3.6) и количественным значениям (рис. 3.12).

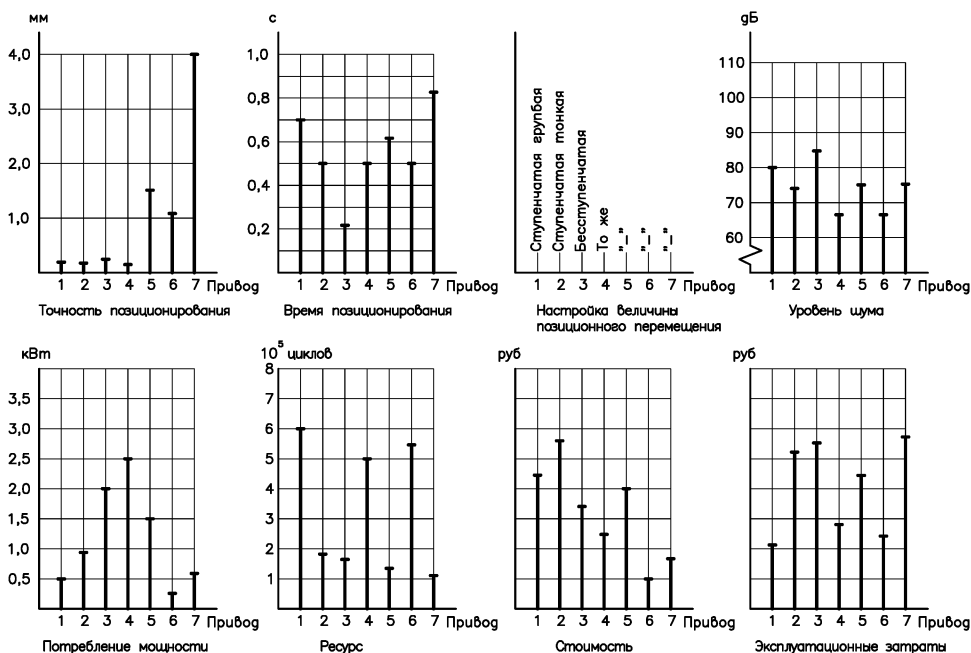


Рис. 3.12. Количественные значения показателей качества приводов

На рис. 3.12 приведены диаграммы, отражающие количественные характеристики выбранных критериев приводов. Из анализа диаграмм видно, что привод П7 не удовлетворяет ограничениям по точности и времени позиционирования, что явилось основанием для его исключения из дальнейшего анализа и сравнительной оценки.

Из данных экспертной оценки альтернативных вариантов приводов (табл. 3.6.) следует, что по выбранным критериям качества наиболее высокие баллы имеют приводы П6 (54,1) и П4 (51,2). Учитывая, что для перемещений свыше 300 мм ряд параметров привода П6 может ухудшаться (например, время позиционирования и ресурс), необходимо провести дополнительные исследования по определению границ рационального применения приводов П6 и П4 для перемещений с позиционированием свыше 300 мм.

Примечания. 1. Количественные значения критериев приводов П1, П2, П3, П5, П6 и П7 определены при испытании их фирмой Daimler Bens (ФРГ), а привода П4 – ВНИИгидроприводом. 2. Условия проведения испытаний: температура окружающей среды (15 – 35)°С, относительная влажность ≤ 60%, массовая нагрузка 200 кгс. 3. Итоговая оценка привода П6 справедлива только при использовании его для перемещения с позиционированием до 300 мм.

Пример определения области (границ) рационального применения типа позиционного пневмопривода (с однопоршневым цилиндром и программируемыми жёсткими

упорами, с многопоршневым цилиндром и с аналоговым управлением цилиндром от мини-ЭВМ) для выдвигания руки автоматического манипулятора приведён в [56].

В этом примере анализ и итоговая оценка границ применения приводов проводилась по значениям целевых функций следующих критериев качества: быстродействию, плавности перемещения, стоимости, ресурсу, габаритам и массе.

3.3. Автоматизированное проектирование пневмосистем и их элементов

Требования к повышению функциональных, энергетических, эксплуатационных и других параметров ПС и их элементов (пневматических приводов и систем их управления и контроля; пневмодвигателей; комплексных пневмоблоков; функциональных устройств и их сложных узлов) диктуют необходимость создания системы их автоматизированного проектирования (САПР ПС), включающей приведенные ниже подсистемы.

- **Подсистема проектирования воздухоснабжения**, ориентированная на решение задачи выбора оптимальных по суммарным затратам: вида системы воздухоснабжения (централизованной, децентрализованной, комбинированной); параметров, состава и мест расположения компрессорных станций и установок; компрессоров и вспомогательного оборудования; системы и оборудования охлаждения компрессоров и утилизации тепла сжатия воздуха; типа, параметров и размещения пневмолиний; классов качества и средств очистки сжатого воздуха; средств автоматизации управления, контроля, сбора и анализа функционирования системы воздухоснабжения и её компонентов и др.

Эта подсистема должна также включать программы расчётов термодинамических параметров сжатого воздуха и потерь давления на участках пневмолиний ПС.

Таблица 3.6

Критерий	Коэфф. весо- мости k_i	Оценки в баллах для типов приводов											
		П1		П2		П3		П4		П5		П6	
		p_1	$k_i \cdot p_1$	p_2	$k_i \cdot p_2$	p_3	$k_i \cdot p_3$	p_4	$k_i \cdot p_4$	p_5	$k_i \cdot p_5$	p_6	$k_i \cdot p_6$
Стоимость изготовления	1,0	6	6	4	4	7	7	9	9	7	7	10	10
Ресурс	1,0	10	10	9	7	7	7	9	9	8	8	9	9
Время позиционирования	0,85	3	2,55	7	5,95	10	8,5	7	5,95	5	4,25	7	5,95
Регулируемость шага позиционирования	0,76	3	2,28	10	7,6	9	6,85	9	6,85	10	7,6	10	7,6
Потребление мощности	0,75	9	6,75	7	5,25	5	3,75	4	3,0	6	4,5	10	7,5
Стоимость эксплуатационного обслуживания	0,63	10	6,3	9	5,65	7	4,4	10	6,3	8	5,0	9	5,65
Точность позиционирования	0,61	8	4,9	10	6,1	8	4,9	10	6,1	6	3,66	4	2,4
Уровень шума	0,60	7	4,2	9	5,4	5	3,0	9	5,4	8	4,8	10	6,0
Итоговая сумма в баллах			43,0		48,95		45,4		51,2		44,8		54,1

В настоящее время имеются только отдельные части этой подсистемы.

- **Подсистема проектирования функциональных пневмосистем** (пневмоприводов, транспортировки сыпучих веществ и почты, тормозных систем в транспорте, аэрации, барботирования и перемешивания растворов, дутья в печи, получения газов из воздуха, подъёма жидкостей и суспензий; покраски и очистки поверхностей и др.) с необходимыми комплектами программ для их анализа и синтеза. Например, подсистема проектирования пневмоприводов должна содержать программы их динамического анализа, структурного и динамического синтеза, структурного синтеза систем управления приводом, функционального и технического диагностирования.

В настоящее время в имеются только отдельные части этой подсистемы для некоторых функциональных пневмосистем (например, пневмоприводов).

- **Подсистема проектирования компрессорного оборудования, осушителей, фильтров, маслораспылителей и других пневмоустройств** с комплектом программ: оптимизации параметрических рядов, структурного синтеза, динамического анализа, параметрического проектирования, типовых конструктивных решений и расчётов.

В настоящее время такая подсистема в отечественной практике отсутствует.

- **Подсистема накопления экспериментальных данных**, предназначенная для автоматизации процессов получения, накопления, систематизации, обработки и анализа экспериментальных данных (в т. ч. машинных экспериментов), необходимых для разработки и уточнения математических моделей ПС и их компонентов.

В настоящее время такая подсистема в отечественной практике отсутствует.

- **Подсистема надёжности и безопасности ПС и их элементов** с комплектом программ: расчёта основных параметров надёжности (средней наработки до отказа, среднего ресурса и других параметров); разработки регламентов техобслуживания и безопасности в соответствии с нормами и требованиями международных, региональных, национальных стандартов и правил.

В настоящее время такая подсистема в отечественной практике отсутствует.

- **Подсистема графических работ** для автоматизации работ по вычерчиванию: структурных, принципиальных и монтажных схем систем воздухообеспечения и функциональных (например, пневмоприводов); сложных устройств (например, электронно-пневматических блоков, устройств осушки, функциональных блоков кондиционирования) общих видов и рабочих чертежей, а также составления типовой документации (паспортов, рекомендаций и указаний по монтажу и эксплуатации).

- **Подсистема справочно-информационных данных**, направленная на решения задач организации: базы данных по объектам (их перечню) и подсистемам автоматизированного проектирования ПС и их компонентов; банка данных по ассортименту и параметрам элементов ПС, патентов, международных, региональных и национальных стан-

дартов, вычислительным средствам, системным и проблемным программам; справочно-информационных досье. Подсистема должна включать управляющую программу автоматизированного поиска данных. Кроме того, эта подсистема должна включать пакет программ автоматизации процессов получения, обработки и накопления экспериментальных (в т. ч. машинных), эксплуатационных и др. данных, необходимых для разработки и уточнения математических моделей объектов АП.

В настоящее время такая подсистема в отечественной практике отсутствует.

Наличие на рынке управляющих программ автоматизированного поиска данных, компакт-дисков по ассортименту устройств ведущих изготовителей и безграничные возможности интернета позволяют создать эту часть подсистемы.

Отметим, что создание и развитие этой подсистемы невозможно без постоянного получения и обработки соответствующих данных из сети INTERNET и др. источников.

Важным условием создания САПР ПС для широкого круга пользователей является применение в процессе ее разработки: терминологии, условных графических и буквенных обозначений, научных принципов и методологии, установленных стандартами или общепринятых в международной и отечественной практике; языка программирования, обеспечивающего совместимость с техническими, программными и информационными средствами большинства потенциальных пользователей. Подготовка исходных данных и работа с комплектами программ САПР ПС не должна требовать от пользователя специальных знаний в области объектов и систем автоматизированного проектирования (АП).

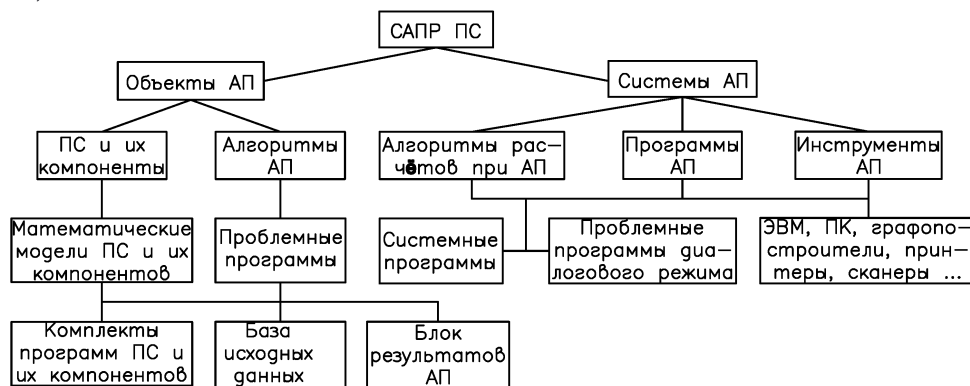


Рис. 3.13. Блок-схема состава САПР ПС

На рис. 3.13 приведена блок-схема состава САПР ПС, из которой видно, что понятие "объекты АП" включает и "алгоритмы АП", а выделение в отдельную часть "систем АП" вызвано широким применением в САПР вычислительных средств, системных и проблемных программ [7].

ректировкой из-за ряда отличий в составе и содержании подсистем.

Управляющая программа САПР должна обеспечивать автоматизацию процесса проектирования и связь системы: с управляющими программами баз подсистем объектов АП, справочно-информационной подсистемой и блоком оптимизации; с пользователем через внешние устройства "ввода-вывода" в форме диалога "проектант-ЭВМ", при котором пользователь вводит в систему информацию в виде ответов на запросы управляющей программы. Режим диалога обеспечивает пользователю возможность более глубокого исследования объекта АП с целью оптимального решения поставленной задачи.

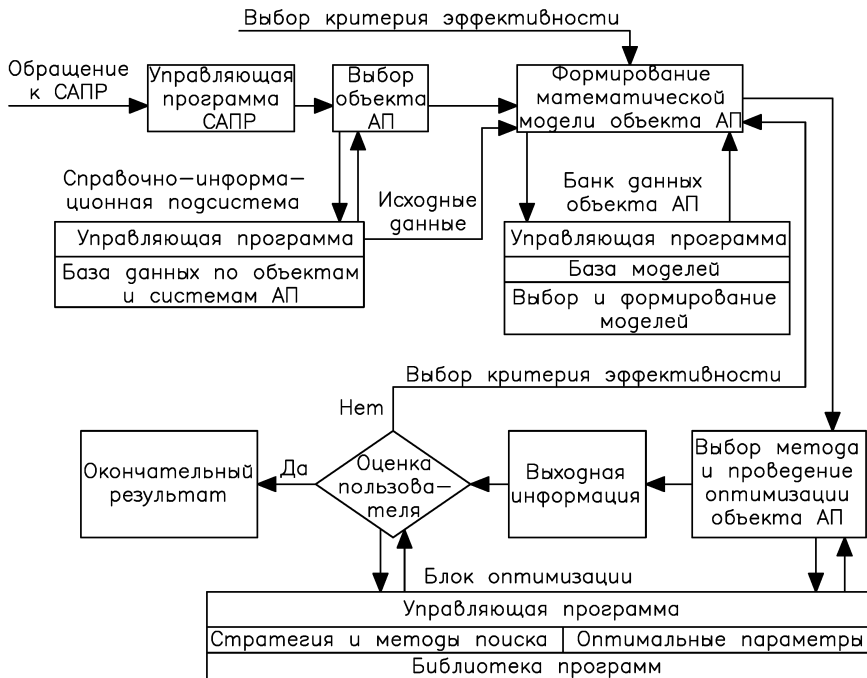


Рис.3.14. Структурная схема САПР ПС

Функционирование управляющей программы САПР начинается с обращения к базе данных справочно-информационной подсистемы и предоставления пользователю перечня объектов АП, имеющих в базе данных. Пользователь выбирает и указывает номер из этого перечня. По указанному номеру объекта АП управляющая программа вызывает модель этого объекта. Затем пользователь в диалоге с ЭВМ определяет: вариант (варианты) структуры или конструкции объекта АП; оптимизируемые параметры; критерий (критерии) эффективности; систему ограничений в виде алгебраических нера-

венств, математически выражающих основные требования к объекту АП. При необходимости вводятся дополнительные справочные данные по объекту АП. Указанные исходные данные, модель объекта АП с системой ограничений передаются в блок оптимизации, который состоит из универсальных программных модулей методов оптимизации, применимых к любому объекту АП. Ввод программных модулей в работу производится автоматически управляющей программой блока оптимизации, которая содержит критерии перехода от одного модуля к другому, исходя из эффективности метода поиска для задачи данного класса. Полученная по результатам оптимизации выходная информация анализируется пользователем, и при ее положительной оценке является окончательной. При отрицательной оценке, пользователь может дать команду повторить решение этой задачи с корректировкой исходных данных.

До распада СССР в ГосНИИмаш, ВНИИГидроприводе, Санкт-Петербургском, Харьковском политехнических институтах и других организациях были разработаны программы: динамического анализа, структурного и динамического синтеза дискретных пневмоприводов; структурного синтеза систем управления пневмо- и гидроприводами; определения термодинамических параметров сжатого воздуха в ПС; оптимизации параметрических рядов и параметров пневмоустройств. К сожалению, из-за ликвидации отраслевых и научных учреждений преступной бандой Ельцина большая часть этих разработок в настоящее время утеряна и отсутствует возможность организации и координации работ по созданию САПР ПС.

Приведём краткие сведения по ряду разработанных программ автоматизированного проектирования, которые могут полезны при создании САПР ПС.

Расчёт термодинамических параметров (температуры, давления и влажности) сжатого воздуха в ПС является необходимым условием для обеспечения нормального функционирования пневмоустройств и технологических процессов потребителей, исключения обводнения и обмерзания пневмолиний.

Так как ПС предприятия состоит из разветвлённой сети участков пневмолиний, находящихся в различных условиях по температуре окружающей среды, режиму работы, теплоизоляции и др. факторов, расчёт параметров сжатого воздуха в них без применения ЭВМ сложен и трудоёмок.

Во ВНИИГидроприводе и НПП ООО ЭНСИ были разработаны прикладные программы расчёта параметров сжатого воздуха на участках пневмолиний ПС.

На подготовительном этапе расчёта проводится обследование участков ПС с целью сбора и формирования исходных данных (определение схемы, диаметра, протяжённости и наличия теплоизоляции воздухопроводов, расхода воздуха, диапазона температуры окружающей среды, скорости ветра и др.). Математической базой программы расчёта является формализованное описание фазовых переходов пара в жидкость и обрат-

но при изменении температуры сжатого воздуха. В программе ВНИИГидропривода расчёт проводится в следующей последовательности:

- ввод исходных данных для всех намеченных к расчёту участков пневмолиний ПС;
- определение типа участка пневмолинии ПС: линейный (ЛУС), кольцевой (КУС);
- последовательное определение искомых значений параметров потока воздуха для ЛУС;
- определение расхода воздуха в первой цепи КУС;
- определение граничного участка между первой и второй цепью КУС;
- определение параметров потока в первой цепи КУС;
- определение параметров потока граничного участка;
- переиндексация участков второй цепи КУС;
- определение параметров потока участка второй цепи КУС
- определение параметров потока граничного участка;
- печать результатов вычислений;
- сравнение номера участка с общим количеством участков пневмолиний ПС, подлежащих расчёту, а если он меньше, то расчёт оставшихся участков будет продолжен.

Подробное описание метода расчёта приведено в [57].

Отметим, что проведение этих расчётов позволяет оптимально решить задачу выбора и размещения устройств очистки сжатого воздуха на предприятии.

Практический интерес представляет также определение возможности обмерзания внутренних полостей выхлопных линий и пневмодвигателей в зависимости от режима их работы и параметров сжатого воздуха на входе.

Пакет программы этих расчётов должен включать определение возможности обмерзания полостей (выхлопных и дросселирующих) трубопроводов и устройств.

Алгоритм расчёта возможности обмерзания выхлопной линии цилиндра с учётом режима его функционирования и параметров сжатого воздуха на входе, разработанный инж. Hennig ("ORSTA Hydraulik", ГДР), приведён в работе [57].

Методы АП проектирования пневмоприводов предназначены для решения следующих задач: проведение структурного и динамического синтеза привода; структурного синтеза системы управления (СУ) приводом; динамического анализа приводов; расчёта надёжности. В настоящее время имеется ряд апробированных на практике пакетов прикладных программ этой подсистемы. Наиболее широкое применение в отечественной практике нашли программы АП пневмоприводов, разработанные в Институте машиноведения имени А. А. Благоднарова (Москва), которые позволяют проводить расчёты динамических характеристик широкого класса приводов. Эти программы послужили базой для создания ряда подсистем АП дискретных и позиционных приводов в других ор-

ганизациях. Так, состав разработанной во ВНИИГидроприводе "АП Пневмопривод" включал: подсистемы структурного и динамического синтеза, динамического анализа пневмоприводов поступательного и поворотного движений с использованием пневмоустройств отечественного производства, подсистему структурного синтеза СУ пневматическими и гидравлическими дискретными приводами.

При структурном синтезе производится выбор принципиальной схемы или альтернативных вариантов, рационально сочетающих обеспечение предъявляемых к приводу требований с его простотой и надёжностью. В программе заложен отдельный синтез привода независимых перемещений, включающий выбор: минимально допустимого размера двигателя, схемы его реверса, регулирования скорости и торможения, типа распределителя, фильтров-влагоотделителей, маслораспылителей, предохранительных и вспомогательных устройств. Выбор устройств осуществляется из альбома элементов привода на основе сопоставления предъявляемых к ним требований и заложенных в банк данных результатов расчёта значений основных показателей этих устройств, полученных с использованием методов функционально-стоимостного анализа.

По результатам структурного синтеза проводится динамический синтез привода, позволяющий выбрать конкретные устройства из имеющихся в производстве типоразмерных рядов. Алгоритмы и программы динамического синтеза приводов базируются на алгоритмах и программах динамического анализа и включают два программно независимых блока – анализа и оптимизации. Блок анализа и построен на базе математической модели пневмопривода и осуществляет расчёт его динамических характеристик. Блок оптимизации задаёт последовательность различных сочетаний двигателей, распределителей, других устройств и линий, входящих в состав привода, с целью минимизации значения целевой функции, составленной из наиболее важных динамических параметров с учётом выполнения всех накладываемых на синтезируемый привод ограничений.

Подсистема динамического анализа позволяет определить динамические характеристики (плавность, скорость, ускорение перемещения поршня и давление) цилиндров и поворотных двигателей по заданным или полученным при структурном синтезе схемам приводов. В программах подсистемы реализован алгоритм, позволяющий выбрать привод с минимальными габаритами, материалоёмкостью и заданной скоростью перемещения поршня в конце хода.

Подсистема позволяет также проводить работу с широким использованием диалогового режима путём непосредственного контакта пользователя с ЭВМ, что позволяет активно вмешиваться в процесс проектирования (вносить коррективы в исходную информацию, возвращаться к любому этапу и стадии проектирования, анализировать различные варианты схем и решений). Банк данных содержит всю необходимую для проведения расчётов информацию о характеристиках устройства отечественного производства.

Подсистема синтеза дискретных СУ пневмо- и гидроприводами обеспечивает работу основной системы АП, начиная от исходного задания на первичном формализованном языке до получения её схемы, построенной на выбранных элементах автоматики (пневматических, электрических или смешанных) [92, 93, 94, 95]. Алгоритмы и программы синтеза СУ построены на базе метода, сочетающего лучшие особенности агрегатного и элементного подходов к проектированию систем. Ввод данных в ЭВМ осуществляется простым и удобным для проектировщика "координатным способом" с использованием машинной интерпретации языка графов операций. Применение этих программ позволяет значительно сократить время проектирования, исключить ошибки и повысить качество СУ приводами за счёт получения близких к минимальным по количеству элементов высоконадёжных схем. В настоящее время дальнейшее развитие программ подсистемы АП дискретных СУ пневмо- и гидроприводами проводит на кафедре гидромашин НТУ «ХПИ» проф. д-р тех. наук М. В. Черкашенко [92, 93, 94].

Разработан комплект прикладных программ автоматизированного программирования микропроцессорных контроллеров для СУ приводами автоматических линий, робототехнических комплексов и других сложных объектов [96]. Научной основой методологии этих программ является формальный язык сетей Петри. Для формального описания работы технологического объекта и последующего анализа полученного описания используется единая модель – сложная автоматная сеть с параллелизмом. Дополненная операторными формулами, эта модель преобразуется в граф операций, являющийся основой для программной реализации системы логических уравнений.

Базой программ синтеза управляющих программ контроллеров являются методы проектирования, описанные в работе [96].

В практике ведущих зарубежных фирм имеются отдельные подсистемы автоматизированного проектирования ПС и их элементов, однако они не являются функционально завершёнными и ориентированы на ассортимент продукции, выпускаемой только этими фирмами, что ограничивает область их применения [37].

Приложение 1

Таблица перевода к системе СИ наиболее важных внесистемных единиц

Наименование величин		Единицы измерения и их сокращённое обозначение	Р-р в един. СИ
Длина		метр (м)*	1 м
		миллиметр (мм)**	$1 \cdot 10^{-3}$ м
		микрон (мкм)**	$1 \cdot 10^{-6}$ м
Сила		ньютон, Н*	1 Н
		килограмм-сила (кгс)**	~9,81 Н
		тонна-сила (тс)**	~9810 Н
Масса		килограмм, (кг)*	1 кг
Время		секунда (с)*	1 с
		минута (мин)**	60 с
		час (ч)**	3600 с
Площадь		квадратный метр (м ²)**	1 м ²
		квадратный сантиметр (см ²)***	$1 \cdot 10^{-4}$ м ²
		квадратный миллиметр (мм ²)***	$1 \cdot 10^{-6}$ м ²
Объём, вместимость		кубический метр (м ³)*	1 м ³
		литр (л)**	$1 \cdot 10^{-3}$ м ³
Плотность		килограмм на кубический метр (кг/м ³)*	9,81 кг/м ³
Работа, энергия, количество теплоты		джоуль (Дж)**	1 Дж
		киловатт-час (кВт·ч)***	$3,6 \cdot 10^6$ Дж
		килограмм-сила-метр (кгс·м)***	9,81 Дж
Мощность		ватт (Вт)*	1 Вт
		киловатт (кВт)**	1000 Вт
Давление		паскаль (Па) — ньютон-сила на квадратный метр	1 Н/м ²
		(Н/м ²)** мегапаскаль (МПа)**	$1 \cdot 10^6$ Н/м ²
		килограмм-сила на квадратный метр (кгс/м ²)***	$9,81 \cdot 10^4$ Н/м ²
Вязкость	динамическая	паскаль – секунда (Па·с)**	1 Па·с
		пуаз (пз)***	0,1 Н·с/м ²
	кинематическая	стокс (ст)**	$1 \cdot 10^{-4}$ м ² /с
		санти стокс (сс)***	$1 \cdot 10^{-6}$ м ² /с
Скорость		метр в секунду (м/с)*	1 м/с
Ускорение		метр в секунду в квадрате (м/с ²)	1 м/с ²
Угловая скорость		радиан в секунду (рад/с)*	1 рад/с
		обороты в минуту (об/мин)***	2π рад/с
Термодинамическая температура		кельвин, К*	1 К
Примечание. * – Основные единицы СИ; ** – производные единицы СИ;*** – внесистемные единицы.			

Список литературы

1. Абрамович А.Д. Руководящие указания по экономии электрической энергии при эксплуатации воздушных поршневых компрессоров и сетей сжатого воздуха. Госэнергоиздат, 1957.
2. Акименко А. Д. О нормировании удельных расходов электроэнергии в компрессорных установках. «Промышленная энергетика». «Промышленная энергетика». 1947, №2.
3. Акименко А. Д. Подогрев компрессорного воздуха для распыления мазута отходящими газами металлургических печей. «Промышленная энергетика», 1950, №7.
4. Аронов Б. В. Количественные потери энергии сжатого воздуха в шахтных сетях. «Промышленная энергетика». 1952, №2.
5. Аэрогидродинамический шум в технике. Под редакцией Р. Хиклинга. М. Мир. -1980, -336 с.
6. Балакириев В. С., Софиев А. Э. Применение средств пневмо- и гидроавтоматики в химических производствах. М.: Химия, 1984. -192 с.
7. Бажин И. И. Математические модели в САПР оптимальных конструкций элементов гидропривода. – М.: ВНИИТЭМР, 1986, -72с.
8. Бежанов Б.Н. Пневматика в полиграфическом оборудовании. Изд-во «Искусство», 1955.
9. Бежанов Б.Н. Пневматические механизмы. Машгиз, 1957.
10. Бейтон А.Д. Экономный подход к использованию сжатого воздуха. "Hydraulic pneumatic and mechanical power", август 1982.
11. Блаумберг М.В, Юдин Б.Г. Становление и сущность системного подхода. -М.: Наука,1973.
12. Блейхер И.Г., Лисеев В.П. Компрессорные станции. Машгиз, 1959.
13. Бодров М.А. Опыт экономии электроэнергии на 1-м государственном подшипниковом заводе. «Промышленная энергетика». 1952, №3.
14. Бочин В.П. и др. Снижение энергозатрат на привод центробежного компрессора общего назначения путём перевода в режим глубокого дросселирования в нерабочее время. М.: «Промышленная энергетика», 2003, №7.
15. Волков В.Н., Воронков и др. Теория систем и методы системного анализа в управлении и связи. - М.: Радио и связь. 1983.
16. Воронежский А.В. Воздухоснабжение промышленных предприятий. М. МГАИ(У)
17. Воронежский А.В. Регулирование производительности систем воздухоснабжения. М. МГАИ(У) .
18. Воскресенский В.Е. «Системы пневмотранспорта, пылеулавливания на деревообрабатывающих предприятиях. Теория и практика: Л. Политехника, 2008. -430 с
19. Герц Е. В., Крейнин Г.В. Динамика пневматических приводов машин-автоматов. М.: Машиностроение, 1964. -256 с.
20. Герц Е. В., Зенченко В.П., Крейнин Г.В. Синтез пневматических приводов. М.: Машиностроение, 1966. -272 с.
21. Герц Е. В. Пневматические приводы. М.: Машиностроение, 1969. -359 с.
22. Герц Е. В., Крейнин Г.В. Расчёт пневмоприводов. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1975. -272 с.

23. Герц Е.В., Кудрявцев А.И., Ложкин О.В. и др. Пневматические системы и устройства в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1981. -408 с.
24. Герасименко Г.П. Комплексное использование пневматической энергии при разработке глубоких месторождений. - М: Недра, 1971.
25. Горохов В.Г. Методологический анализ системотехники. -М.: Радио и связь. 1982, -156 с.
26. Гольдшмидт А.И. Принципы комплексной стандартизации оборудования гидравлических, пневматических приводов и смазочных систем. (в кн.: Принципы унификации, агрегатирования и комплексной стандартизации). - М.: Изд-во стандартов, 1973. с.175-179.
27. Горбушкин Ю.В., Горшенин А.С. Системы охлаждения компрессорных установок. Методические указания.-Самара. САМГТУ, 2008.
28. Гуд Г.Х., Макол Р.Э. Системотехника. Введение в проектирование больших систем. (Перевод с английского под ред. Пивоварова Г.Н.)-М.: Сов. Радио. 1962.
29. Данилов Н.И. Энергосбережение - от слов к делу. Екатеринбург. Энерго-пресс. 2008. -266 с.
30. Дегтярев В.И. Снижение энергопотерь в шахтных пневмоэнергосистемах. - К.: Техника, 1987, -158 с
31. Докунин А. В. Применение сжатого воздуха в горной промышленности. М.: Гос. научн. изд-во по горному делу, 1962.
32. Евдокимчик Х.И. О верхнем пределе подогрева компрессорного воздуха. «Промышленная энергетика». 1957, №7.
33. Жучков А.В. Рациональное сочетание локального и централизованного воздухообеспечения. Инновации Технологии Решения. -2006. №10, с. 42-43.
34. Жучков А.В. Выбор компрессорных участков предприятий. Компрессорная техника и пневматика. - 2006. №7, с.18.
35. Жучков А.В. Децентрализация воздухообеспечения ключ к снижению затрат. Техномир. - 2005. №3, с. 52-54.
36. Иванов В.А. Энергосбережение в производстве сжатого воздуха. Журнал «Координатор инноваций». - 2003. №11.
37. Каталоги, информационные и руководящие материалы, методические рекомендации поставщиков и разработчиков пневмосистем и их компонентов.
38. Карабин А.И. Сжатый воздух.- Машиностроение. 1964. – 343 с.
39. Карабин А.И. Пути экономии сжатого воздуха.- Машгиз. 1947.
40. Карабин А.И. Энергетика паро-воздушных молотов.- Машиностроение
41. Калинин Н.В, Кабанова И.А., Гальковский В.А. и др. Системы воздухообеспечения промышленных предприятий. Учебное пособие. Смоленск.: Изд-во ГОУВПО «МЭИ», 2005. -122 с.
42. Келлерман Ю.И., Кудрявцев А.И., Черкашенко М.В. Проектирование и функциональное техническое диагностирование пневматических систем управления станков и других машин. М.: НИИМАШ, 1982. -38 с.
43. Кисельников В.Б. Пневматические приводы и аппаратура электросварочного оборудования. Л.:Машиностроение, 1978. -200 с.
44. Киселев В.И. Контроль утечек сжатого воздуха в производственных условиях. Горный журнал. 1947, №2.

45. Кожевников С.Н., Пешат В.Ф. Гидравлический и пневматические приводы металлургических машин. М.: Машиностроение, 1973. -359 с.
46. Копцов Л.А. Подбор оптимальной схемы распределения и рациональных режимов производства и потребления сжатого воздуха в ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат». «Промышленная энергетика». 1959, №7.29.
47. Крутиков Г.А., Кудрявцев А.И., Пекарь Л. П. К вопросу выбора способа торможения пневмоприводов с большими присоединительными массами. Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. М. Машиностроение, 1987. вып.13, с. 60-71.
48. Крутиков Г.А. Разработка энергосберегающего пневмопривода с торможением в конце хода. Интегрированные технологии и энергосбережение. 2007, №1.
49. Крутиков Г.А., Томин П., Тот И. Улучшение энергетических характеристик дискретных пневмоприводов за счёт выбора. М.: Машиностроение, 1988. Известия ВУЗов, вып. 11
50. Кузнецов Ю.В, Кузнецов М.Ю. Сжатый воздух. 2 издание. Екатеринбург. УРО, 2007. - 711 с.
51. Кузнецов А.А. Оптимизация параметров баллистических ракет по эффективности. - М.: Машиностроение, 1986, -158 с.
52. Кудрявцев А.И., Келлерман Ю. И., Водопьян Л. И. и др. Пневматические системы управления станками, прессами и другими машинами. М.: НИИМАШ, 1971. - 218 с.
53. Кудрявцев А.И., Пятидверный А.П., Шабалтас Н.Д. и др. Очистка сжатого воздуха для пневматических систем. - М. НИИМАШ, 1973. -119 с.
54. Кудрявцев А.И., Келлерман Ю. И., Водопьян Л. И. и др. Системы пневмоавтоматики в станкостроении. М.: НИИМАШ, 1977. -84 с.
55. Кудрявцев А.И., Крутиков Г.А., Пекарь Л.А. и др. Выбор и расчёт оптимальных способов торможения пневмодвигателей. Методические рекомендации. М.: НИИМАШ. 1986. - 60 с
56. Кудрявцев А.И., Пятидверный А.П., Рагулин Е.А. и др. Функционально-стоимостной анализ пневматических приводов и устройств. М.: НИИМАШ, 1984. -68 с.
57. Кудрявцев А.И., Шабалтас Н.Д., Гинзбург В.Л. Выбор и расчёт рациональных схем удаления влаги в пневмосистемах. Методические рекомендации. М.: ВНИИТЭРМ, 1986. -46 с.
58. Кудрявцев А.И., Лагунов Л.Ф., Пятидверный А.П. и др. Борьба с шумом при применении сжатого воздуха в производственных процессах. М. ВЦНИИОТ ВЦСПС, 1984. -56 с.
59. Кудрявцев А.И., Крутиков Г.А., Пятидверный А.П. Снижение энергопотерь в пневмоприводах станков, автоматических манипуляторов и других машин. - М.: ВНИИТЭРМ, 1986, -38 с.
60. Кудрявцев А. И., Пятидверный А.П., Рагулин Е.А. Монтаж, наладка и эксплуатация пневматических приводов и устройств. М.: Машиностроение, 1990. -207 с.
61. Кудрявцев А.И. Выбор и расчёт пневматических устройств. - М.: ВНИИТЭРМ, 1988, -46 с.
62. Кудрявцев А.И., Кудрявцев А.А. Пневматические системы и устройства в промышленности. Справочник. Харьков.: Изд-во «Формат», 2011. -479 с.
63. Кудрявцев А.И., Кудрявцев А.А. Системы и компоненты воздухоснабжения. Харьков.: Изд-во «Формат», 2014. -190 с.
64. Кудрявцев А.И., Кудрявцев А.А. Очистка сжатого воздуха. 2019, -159 с.
65. Лишневский М.И. Воздухоснабжение пневматических систем автоматизации. Тематиче-

ский обзор.- М.:ЦНИИТЭнефтехим. 1973. -80 с.

66. Логинов А.И. Повышение экономичности работы поршневых компрессорных установок. Промышленная энергетика. 2004, №7.

67. Маракин Н.Ф., Кудрявцев А.И., Гольдшмидт А.И. Стандартизация оборудования пневматических приводов. Итоги и перспективы. Стандарты и качество.- 1972, №2. С. 12-14.

68. Мареев А.А. Определение экономической эффективности утилизации тепла сжатия в системах компрессии газов. Промышленная энергетика. 1998. №9. с.18-20..

69. Магоми Е., Такэнага Т., Такэда С., Фукуда Е. Обслуживание пневматической аппаратуры. Юкуцуку сэккей, 1983. Т. 21. №7.

70. Назаренко У.П. Экономия электроэнергии в компрессорных установках. Госэнергоиздат, 1961.

71. Новожилов Ю.Н. Экономичная система охлаждения компрессора. М.: Промышленная энергетика, 2005. №2.

72. Основы современной системотехники. (Под ред. Рабина М.). -М.: Мир. 1975, -528 с.

73. Пневмотехника. Основы теории и практические советы, KAESER компрессорен,

74. Попов М.С. Об использовании потенциальной энергии сжатого воздуха при обдувке в пескоструйных аппаратах. Промышленная энергетика, 1949. №6.

75. Попов В.А. и др. Повышение эффективности производства сжатого воздуха и работы системы воздухообеспечения. М.: «Промышленная энергетика», 1999.

76. Портнов В.В. Воздухообеспечение промышленных предприятий. Учебное пособие. Воронеж.: Изд-во ГОУ ВПО «ВГТУ», 2007. -228 с.

77. Проектирование пневмоприводов. Франция. Пневматическое и электропневматическое автоматизированное производство, 1984.

78. Рагинов Н.М. Снижение затрат на получение сжатого воздуха путём оптимизации компрессорных станций. Энергоанализ и энергоэффективность. 2006. №5(18)

79. Ролик А.И., Кондратенко В.Ф. Определение величины утечек сжатого воздуха в заводских сетях. «Энергетика и электропромышленность», Киев, 1962, №1.

80. Рубанович Д.И. Руководящие указания по нормированию удельных расходов электроэнергии в компрессорных установках. Госэнергоиздат, 1946.

81. Рыбин А.А. Сокращение потерь энергии при производстве сжатого воздуха. М.: Промышленная энергетика, 2003. №7.

82. Справочник по системотехнике. (Перевод с английского. Под ред. Шилейко А.В.). -М.: Сов. радио. 1970.

83. Терехов М.И. Рациональная эксплуатация пневматического оборудования на машиностроительных заводах. «Промышленная энергетика». 1952, №8.

84. Трофимович А.Г. Энергопотребление промышленных пневмосистем: опыт исследований, пути снижения затрат. Индустрия. 2011. №1, с. 2-3.

85. Турбаев П.А., Беседин П.В., Гришко Б.М. «Проектирование систем воздухообеспечения промышленных предприятий». Учебное пособие. Белгородская ГТУ им. Шухова, 2001.

86. Усманов А.И. Системный подход и общая теория систем.-М.: Мысль. 1978.

87. Федоров С.С., Сидоров И.Ю., Труханов И.П. Снижение затрат при работе компрессорных

установок. <http://ucom.ru/dok/na/2015/09/856/pdf> (Научный альманах. 2015. №9 (11) Технауки)

88. Филиппов И.Б. Тормозные устройства пневмоприводов промышленных роботов. Обзор. М.: НИИМаш. 1984.
89. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение. 1969, -743 с.
90. Фролов П.П, Минаев Ю.Н, Дмитриев В.Т. Энергосбережение при транспортировании сжатого воздуха. Известия Уральского горного института. Вып. 12, 2001. с.48-51.
91. Цейтлин Ю. А., Мурзин В.А. Пневматические установки шахт. -М.: Недра, 1985.
92. Черкашенко М.В. Автоматизация проектирования систем гидро- и пневмоприводов с дискретным управлением. Харьков.: Изд. Центр «ХПИ», 2007. -210 с.
93. Черкашенко М.В. Структурный синтез и анализ схем гидропневмоавтоматики. Харьков.: Изд. Центр «ХПИ», 2007. -298 с.
94. Черкашенко М.В. Автоматизация проектирования логических схем систем гидро- и пневмоприводов. М.: ВНИИТЭРМ, 1986. -70 с.
95. Черкашенко М. В., Кудрявцев А.И., Лимонов Ю. М. Синтез дискретных систем управления промышленных роботов. М.: Автоматика и телемеханика. 1981. с. 148 – 153.
96. Черкашенко М. В., Юдицкий С. А. Автоматизация программирования микропроцессорных контроллеров для управления гидро- и пневмоприводами. М.: ВНИИТЭМР, 1990, -36 с.
97. Шерстюк А.Н. Компрессоры.-Госэнергоиздат, 1959.
98. Шнитман С.Б. Определение утечек в сетях сжатого воздуха путём замеров скорости падения давления. «Промышленная энергетика». 1950, №2.
99. Щербаков В.И., Померанцев Л.М., Юдицкий С.А. Пневмоавтоматика в машиностроении. М., ЦИНТИМАШ, 1962.
100. Энергоэффективные системы сжатого воздуха. Практические рекомендации. (IFC. Международная финансовая корпорация). - 2009. -46 с
101. Юдицкий С.А., Тагаевская А.А., Ефремова Т.К. Агрегатное построение пневматических систем управления. М.: Энергия, 1973. -112 с.
102. Янч З. Прогнозирование научно-технического прогресса. -М.: Сов. Радио. 1972.

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	3
Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМОСИСТЕМАХ.....	5
1.1. Области и масштабы применения пневмосистем.....	5
1.2. Классификация пневмосистем.....	7
1.3. Критерии и задачи повышения эффективности пневматических систем.....	9
Глава 2. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПНЕВМОСИСТЕМ.....	12
2.1. Системы воздухообеспечения.....	12
2.1.1. Стоимость сжатого воздуха.....	13
2.1.2. Исключение нерационального использования сжатого воздуха.....	15
2.1.3. Выбор оптимального рабочего давления пневмосистем.....	16
2.1.4. Снижение колебания давления в пневмосистемах.....	17
2.1.5. Определение потребности (Q), характера и режима потребления воздуха.....	19
2.1.6. Выбор вида системы воздухообеспечения.....	21
2.1.7. Размещение компрессорных станций и установок.....	25
2.1.8. Определение производительности компрессорной станции.....	26
2.1.9. Температура всасываемого воздуха.....	28
2.1.10. Давление всасываемого воздуха.....	29
2.1.11. Давление нагнетания.....	29
2.1.12. Выбор компрессоров и вспомогательного оборудования.....	31
2.1.13. Выбор воздухохранилищ.....	60
2.1.14. Выбор ресиверов для потребителей.....	62
2.1.15. Утилизация отводимой от компрессоров теплоты.....	63
2.1.16. Снижение энергопотерь при передаче сжатого воздуха.....	64
2.1.17. Снижение утечек сжатого воздуха.....	71
2.1.18. Тепловые потери.....	76
2.1.19. Выбор запорной аппаратуры для магистральных и разводящих пневмолиний.....	77
2.1.20. Трубопроводы пневмолиний.....	79
2.1.21. Выбор соединений.....	81
2.1.22. Датчики, измерительные приборы и устройства управления.....	83
2.1.23. Автоматизированные системы управления (АСУ).....	84
2.1.24. Выполнение правил расположения, монтажа и техобслуживания пневмолиний.....	86
2.1.25. Снижение затрат при очистке сжатого воздуха.....	88
2.1.26. Устройств сбора, удаления и сепарации конденсата.....	97
2.1.27. Выбор устройств глушения шума в пневмосистемах.....	99
2.2. Организационно-технические мероприятия повышения эффективности пневмосистем.....	101

2.2.1. Комплексный план повышения эффективности использования сжатого воздуха.....	102
2.2.2. Нормирование и учёт энергозатрат на воздухоснабжение и потребление сжатого воздуха	103
2.2.3. Обучение сотрудников предприятия.....	104
2.2.4. Применение компьютерной техники.....	104
2.2.5. Организация техобслуживания пневматических систем и устройств.....	105
2.2.6. Пневмоаудит.....	108
2.2.7. Выбор поставщиков компонентов для пневмосистем.....	110
2.2.8. Выбор сервисных организаций.....	113
2.3. Повышение эффективности функциональных пневмосистем.....	113
2.3.1. Общие рекомендации.....	113
2.3.2. Снижение энергопотерь в пневмоприводах.....	115
2.3.3. Снижение потерь воздуха при обдувке и пескоструйной очистке.....	117
2.3.4. Снижение энергозатрат в пневмотранспорте.....	119
2.3.5. Повышение эффективности использования сжатого воздуха при получении газов.....	120
2.3.6. Повышение эффективности использования воздуха в системах хранения энергии.....	121
2.3.7. Снижение энергозатрат при использования эрлифтных установок при откачке пульпы и воды.....	122
2.3.8. Снижение энергозатрат при использования сжатого воздуха в шахтах, рудниках и горных выработках.....	122
Глава 3. ПРИНЦИПЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПНЕВМОСИСТЕМ.....	123
3.1. Основные принципы системных исследований пневмосистем.....	123
3.2. Функционально-стоимостной метод исследования пневмосистем.....	126
3.3. Автоматизированное проектирование пневмосистем и их элементов.....	142
Приложение 1.....	150
Список литературы.....	151