

Учебное пособие

**Ю. А. Рутковский**  
**А. Ю. Рутковский**

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
ПНЕВМОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ  
С ВИНТОВЫМИ КОМПРЕССОРАМИ  
ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ  
«ДОНБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Ю. А. Рутковский

А. Ю. Рутковский

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
ПНЕВМОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ  
С ВИНТОВЫМИ КОМПРЕССОРАМИ  
ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

**Часть I  
ПОВЕРХНОСТНЫЕ КОМПЛЕКСЫ**

Учебное пособие

*Рекомендовано Ученым советом ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ»*

Алчевск

2021

УДК 621.504.(075)

ББК 37.62

Р90

**Рутковский Юрий Александрович** — кандидат технических наук, профессор кафедры прикладной гидромеханики ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ»;

**Рутковский Александр Юрьевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры горной энергомеханики и оборудования ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ».

***Рецензенты:***

*С. А. Поплевин* — директор филиала «Перевальский ремонтно-механический завод» ГУП ЛНР «Центруголь»;

*В. А. Зотов* — канд. техн. наук, доц. кафедры горной энергомеханики и оборудования ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ»;

*Е. С. Смекалин* — канд. техн. наук, доц. кафедры строительных геотехнологий ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ».

*Рекомендовано ученым советом ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ»*

*(Протокол № 4 от 27.11.2020)*

**Рутковский Ю. А.**

Р90

Расчет и проектирование пневмоэнергетических комплексов с винтовыми компрессорами для промышленных предприятий. В 2 ч. Ч. 1 Поверхностные комплексы : учебное пособие / Ю. А. Рутковский, А. Ю. Рутковский. — Алчевск : ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2021. — 165 с.

В пособии представлены теоретические положения по расчету и проектированию поверхностных пневмоэнергетических комплексов с винтовыми компрессорами для промышленных предприятий, а также методические указания по их проектированию. Приведены нормативно-справочные материалы для выбора основного и вспомогательного оборудования.

Пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение», студентов энергетических, машиностроительных и технологических специальностей, а также обучающихся по специальности 21.05.04 «Горное дело» специализации «Горные машины и оборудование». Может быть использовано инженерно-техническими работниками промышленных предприятий.

УДК 621.504.(075)

ББК 37.62

© Ю. А. Рутковский,

А. Ю. Рутковский, 2021

© ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2021

© Н. В. Чернышова, художественное оформление обложки, 2021

## СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	6
ВВЕДЕНИЕ .....	8
Глава 1	
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРАХ .....	11
1.1 Область применения и сравнение винтовых компрессоров с другими типами машин .....	11
1.2 Устройство и принцип действия винтовых маслозаполненных компрессоров .....	15
1.3 Рабочий процесс идеального и реального винтовых компрессоров .....	18
1.4 Устройство, принцип действия и функционирование основных элементов винтовой компрессорной установки ВВ-50/8 .....	20
1.5 Винтовые воздушные компрессорные установки, выпускаемые в России и за рубежом .....	29
1.6 Система контроля и автоматизации компрессорных установок .....	32
Глава 2	
РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТНЫХ ПНЕВМОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ .....	34
2.1 Структура пневмоэнергетического комплекса и его энергетическая оценка .....	34
2.2 Схемы систем воздухообеспечения .....	35
2.3 Определение потребности сжатого воздуха и производительности компрессорной станции .....	38
2.4 Определение нагрузки на компрессорную станцию и числа винтовых компрессоров .....	45
2.5 Выбор винтовых компрессоров и анализ вариантов использования компрессоров в компрессорной станции .....	47
2.6 Рекомендации по компоновке компрессорных станций .....	48
2.7 Обеспечение теплового режима установок .....	52
2.8 Расчет баланса тепла компрессорной станции с винтовыми маслозаполненными компрессорами .....	59
2.9 Расчет вентиляции компрессорной станции и выбор вентилятора .....	61

Глава 3	
РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СЕТЕЙ СЖАТОГО ВОЗДУХА	
ПОВЕРХНОСТНЫХ ПЭК .....	65
3.1 Методические указания к выполнению проекта пневмосети....	65
3.2 Гидравлический расчет.....	67
3.3 Порядок расчета пневмосети.....	71
3.4 Особенности проектирования сетей сжатого воздуха .....	76
Глава 4	
ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ	
УСТАНОВОК .....	80
4.1 Регулирование производительности путем установления	
режима холостого хода.....	80
4.2 Расчет параметров регулирования при переводе	
компрессора в режим холостого хода .....	82
4.3 Подготовка (очистка) сжатого воздуха.....	87
4.4 Расчет сепараторов.....	92
4.5 Конструкции сепараторов .....	95
4.6 Меры безопасности при обслуживании КС .....	98
Глава 5	
ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРИМЕНЕНИЯ ВИНТОВЫХ	
КОМПРЕССОРОВ И СРОК ОКУПАЕМОСТИ.....	101
5.1 Экономическая эффективность и срок окупаемости .....	101
5.2 Приближенная оценка экономической эффективности	
и срока окупаемости при замене компрессоров.....	102
5.3 Определение экономической эффективности	
компрессоров на основе стоимости их жизненного цикла.....	108
5.4 Анализ затрат жизненного цикла винтового и поршневого	
компрессоров (пример).....	111
5.4.2 Сравнительный анализ жизненных циклов винтового	
и поршневого компрессоров .....	113
Глава 6	
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ	
РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ "ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЭК	
С ВИНТОВЫМИ КОМПРЕССОРАМИ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО	
ПРЕДПРИЯТИЯ" .....	118
6.1 Введение .....	118
6.2 Реферат .....	119
6.3 Тематика курсовых работ .....	119
6.3.1 Индивидуальные задания .....	119
6.3.2 Задание для курсовой работы.....	120
6.4 Расчетная часть .....	123

6.4.1 Требования к пояснительной записке .....	123
6.5 Составление функциональной схемы пневмоэнергетического комплекса промышленного предприятия с использованием винтовых компрессоров.....	124
6.6 Расчет расхода сжатого воздуха по цехам и по предприятию в целом .....	126
6.7 Выбор типа винтовых компрессоров, определение их числа и анализ возможных вариантов использования в КС .....	127
6.8 Рекомендации по компоновке компрессорной станции с винтовыми компрессорами.....	128
6.9 Расчет баланса тепла, выделяемого винтовыми маслозаполненными компрессорами в КС.....	129
6.10 Определение расхода сжатого воздуха по участкам сети и диаметров труб простых участков магистрального трубопровода....	129
6.11 Определение потерь давления на простых участках и давлений в узловых точках пневматической сети .....	130
6.12 Выбор системы регулирования и схемы автоматизации .....	131
6.13 Расчет параметров регулирования при переводе компрессора в режим холостого хода .....	131
6.14 Расчет сепараторов.....	131
6.15 Меры безопасности при обслуживании КС.....	131
6.16 Сравнение затрат на жизненные циклы компрессоров.....	131
6.17 Сопоставление машин по эксплуатационным качествам .....	131
6.17 Выполнение пояснительной записки и графической части...	131
Список литературы .....	134
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	136

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие «Расчет и проектирование пневмоэнергетических комплексов с винтовыми компрессорами для промышленных предприятий» предназначено для студентов, обучающихся по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение», студентов энергетических, машиностроительных и технологических специальностей, а также обучающихся по специальности 21.05.04 «Горное дело» специализации «Горные машины и оборудование». Может быть использовано инженерно-техническими работниками промышленных предприятий. Пособие состоит из 2-х частей.

Специфика Донецкого региона, в том числе и Луганского, заключается в том, что в этом районе Донбасса находятся промышленные предприятия, у которых пневматические системы располагаются на поверхности (к ним следует отнести металлургические комбинаты, машиностроительные заводы, химические предприятия и др.), так и подземные предприятия (шахты) со своей спецификой организации работ. Поэтому авторы пособия сочли необходимым подготовить учебное пособие к дисциплине «Проектирование пневматических установок промышленных предприятий» в двух частях.

В настоящее время широкое применение в промышленности нашли прогрессивные машины — винтовые компрессоры, и это обстоятельство нашло отражение в пособии. Первая часть учебного пособия рассматривает вопросы расчета и проектирования поверхностного пневмоэнергетического комплекса предприятий с винтовыми компрессорами, а вторая часть — вопросы проектирования подземного пневмоэнергетического комплекса предприятий с винтовыми компрессорами.

В обеих частях использованы различные методологические положения расчета и проектирования пневмоэнергетических комплексов, имеющие различные подходы к содержанию, специфике получения и использования энергии сжатого воздуха. В первой части пособия использована методика профессора Г.А. Бондаренко [1], базирующаяся на передовом научном и производственном опыте [2, 3].

В основе второй части лежат методики расчета и проектирования рудничных пневматических установок, разработанные в трудах академика М.М. Федорова, профессоров В.А. Мурзина, Ю.А. Цетлина и сотрудников института горной механики им. М.М. Федорова.

Особое внимание в пособиях уделено изучению работы винтовых компрессоров, специфики их использования в наземных и подземных условиях, повышению эффективности пневмоэнергетических комплексов. Наличие современных методик расчета пневмоэнергетических систем и обширного справочного материала по винтовым компрессорам предоставит студентам значительную помощь в изучении данной дисциплины для дальнейшей творческой работы.

Авторы выражают искреннюю благодарность профессору Сумского государственного университета Бондаренко Герману Андреевичу и к.т.н. Жиркову Павлу Евгеньевичу, одному из руководителей АО «НПАО ВНИИкомпрессормаш» концерна «NICMAS» («Укрросметалл»), которые предоставили необходимые материалы о винтовых компрессорах и системах обеспечения сжатым воздухом.

## ВВЕДЕНИЕ

Воздушные компрессорные станции и установки являются неотъемлемой частью промышленных производств, транспорта, строительства, энергетики и других отраслей. Воздушные компрессоры составляют свыше 80% от общего парка компрессоров. Столь широкое распространение воздушных компрессоров объясняется необходимостью использования сжатого воздуха, как наиболее удобного и сравнительно недорогого энергоносителя. Главными преимуществами сжатого воздуха перед другими энергоносителями (природный газ, электроэнергия, водяной пар) являются простота и дешевизна его выработки и транспортировки к месту потребления.

В качестве машин для сжатия воздуха широко используются поршневые, центробежные, а в последние годы и винтовые компрессоры. Ретроспективный взгляд на развитие этой области технологии в XX веке показывает, что вначале повсеместно применялись исключительно поршневые компрессоры, которые постоянно совершенствовались. С появлением крупных промышленных предприятий для удовлетворения их потребностей в сжатом воздухе стали использовать высокопроизводительные центробежные компрессоры, а в отдельных случаях и осевые машины. В период спада экономики в странах СНГ на предприятиях резко снизились объемы производства, что привело к необходимости выведения из эксплуатации крупных компрессорных установок и, в первую очередь, центробежных компрессоров. В борьбе за снижение себестоимости продукции все более широко применяются энергосберегающие технологии, снижается потребление энергоресурсов, в том числе и сжатого воздуха. В настоящее время в большинстве случаев используются преимущественно поршневые компрессоры.

Анализ показывает, что общее состояние компрессорного парка в ряде отраслей, в том числе ведущих, не соответствует современным требованиям. На основании опыта, накопленного в АО «НПАО ВНИИкомпрессормаш» (головной организации Украины по компрессоростроению) при обследовании систем обеспечения сжатым

воздухом промышленных предприятий различных отраслей промышленного производства, выявлены ряд типичных недостатков:

– компрессорные станции предприятий в основном были созданы в доперестроечные годы с ориентацией на большие объемы выпуска продукции, и по сложившимся в настоящее время потребностям их производительности являются явно избыточными;

– компрессорные станции зачастую оснащены морально и физически устаревшим оборудованием, техническое состояние которого характеризуется как неудовлетворительное;

– сложное компрессорное хозяйство требует больших затрат на содержание эксплуатационного и ремонтного персонала, приобретение запасных частей для компрессоров, ряд из которых уже снят с производства;

– системы воздухопроводов зачастую громоздки, имеют существенные изменения и дополнения по сравнению с проектными схемами, с большим количеством «тупиковых» и неиспользуемых участков, в которых образуется влага, замерзающая в зимнее время с образованием свищей и трещин в трубопроводах, создающая зазоры в соединениях с арматурой, что обуславливает потери воздуха, намного превышающие нормативные;

– в большинстве случаев не налажен современный контроль выработки и потребления сжатого воздуха, отсутствуют необходимые средства КИП и А;

– отсутствуют эффективные средства регулирования производства сжатого воздуха. Приспособление компрессорной станции к изменяющемуся режиму потребления производится либо включением/выключением агрегатов, либо стравливанием избыточного воздуха в атмосферу, величина которого может достигать 50% и более от производительности компрессора, что является самым неэффективным способом регулирования;

– системы снабжения сжатым воздухом предприятий выполнялись, как правило, с центральной компрессорной станцией. Некоторые потребители воздуха удалены на сотни и даже тысячи метров. В результате в трубопроводах имеют место большие гидравлические

потери, конденсатные пробки, течи, и удаленные потребители испытывают нехватку воздуха, что лихорадит производство.

Мировой тенденцией развития технологии сжатия воздуха является все более широкое применение винтовых компрессорных установок, которые повсеместно вытесняют другие типы компрессоров. Подтверждением этому является структура выпуска воздушных компрессоров в такой технически развитой стране, как Япония, приведенная на рисунке 1.

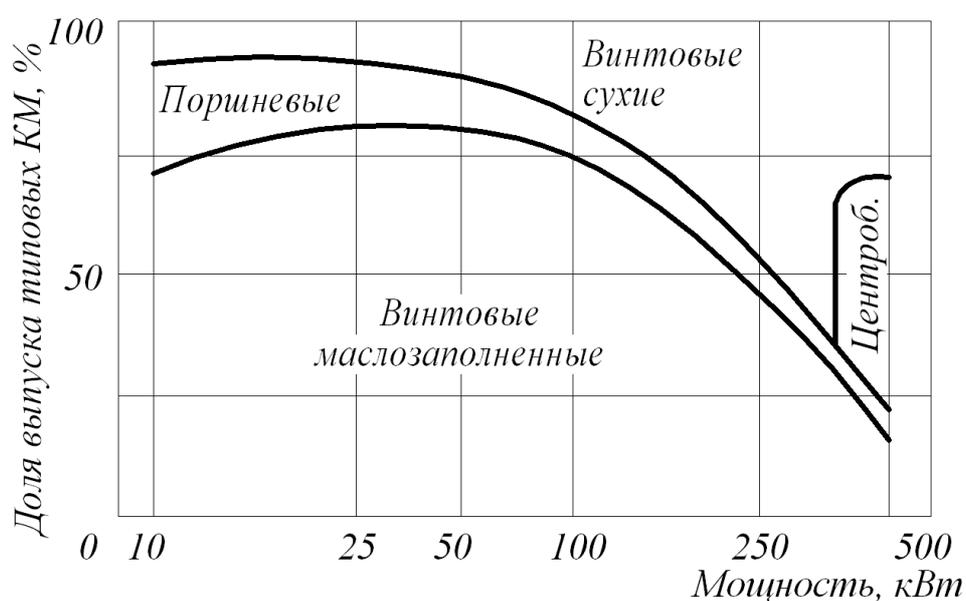


Рисунок 1 — Структура производства воздушных компрессорных машин общего назначения от их единичной мощности (Япония)

Массовое применение винтовых компрессоров повышает энергетическую эффективность пневмоэнергетического комплекса (ПЭК) промышленных предприятий, что значительно повышает экономию электрической энергии.

## Глава 1

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРАХ

Первую конструкцию двухроторного винтового компрессора еще в начале прошлого века предложил шведский инженер А. Линдсхольм. С тех пор, вплоть до настоящего времени, конструктивная схема не претерпела каких-либо существенных изменений. Совершенствование винтовых компрессоров шло в направлении повышения к.п.д. и расширения диапазона их применения.

По принципу действия различают два типа винтовых компрессоров: маслозаполненные и сухого сжатия. Компрессоры сухого сжатия сжимают воздух без загрязнения его смазочным маслом. В полость сжатия маслозаполненных компрессоров впрыскивается масло для охлаждения воздуха и уплотнения зазоров.

подавляющее большинство винтовых воздушных машин общего назначения выполняется маслозаполненными. Поэтому в настоящем пособии рассматриваются только такие компрессоры.

#### **1.1 Область применения и сравнение винтовых компрессоров с другими типами машин**

Для обеспечения потребностей в сжатом воздухе предприятий промышленности, транспорта и строительства применяются компрессорные машины различных типов, так называемые компрессоры общего назначения, которые обеспечивают компримирование атмосферного воздуха до давления 0,6–1,0 МПа (6–10 кгс/см<sup>2</sup>). В зависимости от величины потребности в сжатом воздухе, характера деятельности предприятия, выпускаемой продукции и других факторов используются компрессоры различных типов: динамического сжатия (осевые, центробежные), объемного сжатия (поршневые, винтовые, пластинчатые).

На рисунке 1.1 показаны области применения различных типов компрессоров.

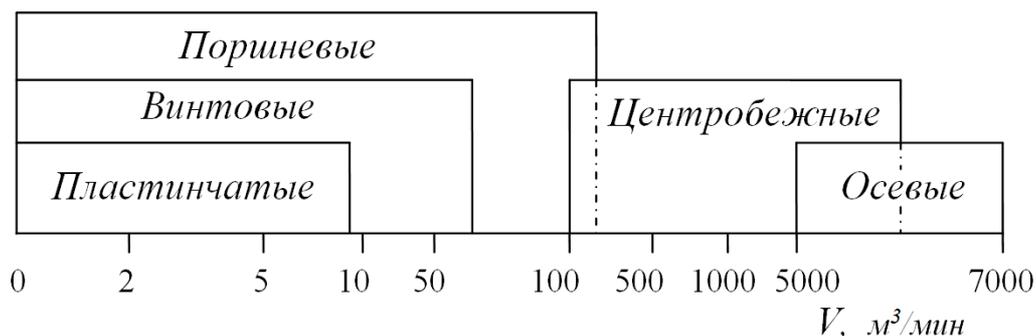


Рисунок 1.1 — Области применения воздушных компрессоров

В таблице 1.1 приведены основные технические характеристики некоторых наиболее распространенных компрессоров. Там же приведены сведения и по воздушным винтовым компрессорным установкам ВВ-32/8 и ВВ-50/8.

Таблица 1.1 — Технические характеристики некоторых типов воздушных компрессоров

Параметры	Центробежные	Поршневые		Винтовые	
	К-250-61-2	4ВМ10-100/8	ВП-50/8	ВВ-32/8	ВВ-50/8
<i>а) основные параметры</i>					
Производительность по всасыванию, $\text{м}^3/\text{мин}$	250	100	50	33,7	50
Давление начальное, $\text{кгс}/\text{см}^2$ (абс.)	1,033	1,033	1,033	1,033	1,033
Давление конечное, $\text{кгс}/\text{см}^2$ (абс.)	9,0	9,0	8,0	8,26	8,0
Температура начальная, номинальная, $^{\circ}\text{C}$	+20	+25	+20	+20	+20
Температура конечная, $^{\circ}\text{C}$		+160		+105	+105
Мощность потребляемая, $\text{кВт}$	1470	540	290	180	285
Мощность электродвигателя, $\text{кВт}$	1600	630	400/315	200	315
Мощность вентилятора, $\text{кВт}$	-	-	-	11	11
Ресурс до капремонта, час	50000	30000	30000	40000	40000
<i>б) удельные показатели (на 1 <math>\text{м}^3/\text{мин}</math> воздуха)</i>					
Мощность потребляемая, $\text{кВт}/(\text{м}^3/\text{мин})$	5,88	5,4	5,8	5,6	5,7
Расход воды на охлаждение, $\text{л}/(\text{м}^3/\text{мин})$	21,67	2,35	3,33	-	-
Металлоемкость, $\text{кг}/(\text{м}^3/\text{мин})$	101	344	216	92	115
Занимаемая площадь,	0,215	0,319	0,265	0,207	0,164

Винтовые компрессоры имеют существенные преимущества перед другими типами компрессоров [1].

1. По удельной массе и удельной занимаемой площади винтовые установки также выгодно отличаются от других (см. рис. 1.2).

2. Винтовые установки не требуют затрат воды на охлаждение (за исключением выполненных по спецзаказу), хотя требуют дополнительную мощность (3–5 %) на охлаждение вентилятором, которая не превосходит затрат при использовании оборотного водоснабжения.

3. Винтовые установки динамически уравновешены и, в отличие от поршневых, не содержат быстро изнашиваемых деталей (клапанов, сальников и др.).

4. Винтовые установки полностью автономны и поставляются блоками в состоянии 100 % заводской готовности.

5. Винтовые установки не требуют специальных фундаментов (как поршневые), подвального исполнения (как центробежные). Они легко устанавливаются и адаптируются на существующих площадях компрессорных станций или производственных цехов. Время на монтаж и пуско-наладку резко сокращается.

6. Ресурс до капитального ремонта винтовых установок при использовании синтетических масел значительно выше, чем у поршневых компрессоров.

7. Винтовые компрессоры могут эффективно регулироваться за счет применения достаточно простых технических устройств.

К недостаткам винтовых компрессоров следует отнести:

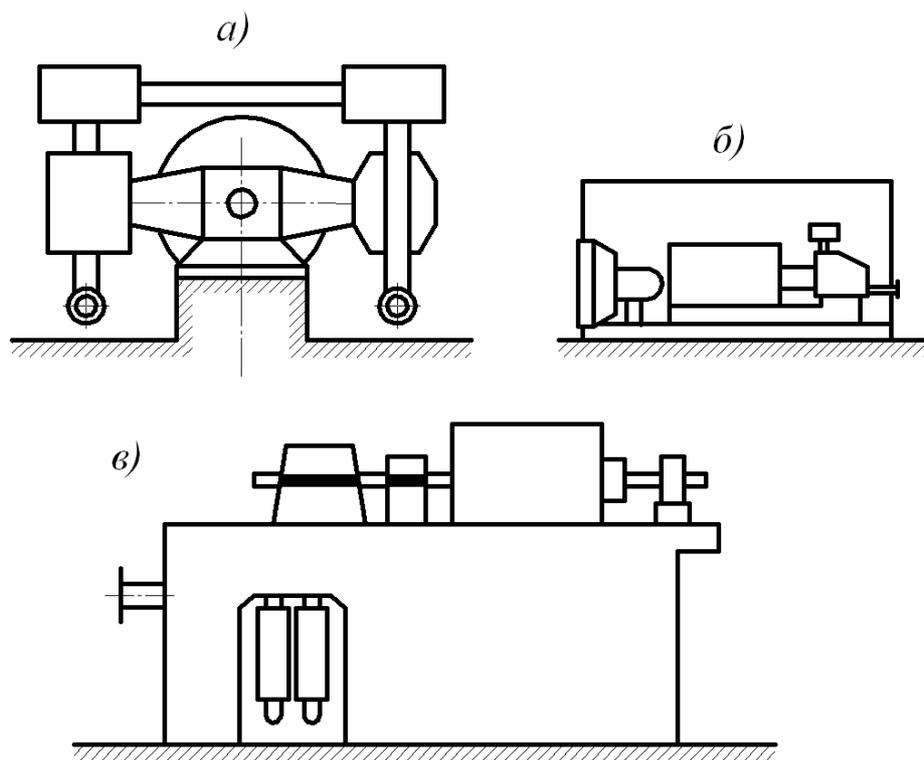
1. Повышенный уровень шума, что в ряде случаев требует применения специальных мер по шумоглушению.

2. Высокая стоимость синтетических масел.

3. Ограниченная ремонтпригодность компрессорного блока.

Все сказанное о преимуществах винтовых компрессоров не следует понимать так, что они повсеместно должны вытеснить другие типы компрессоров. Существует ряд применений компрессоров, где в силу технических причин или эксплуатационных условий предпочтение отдается другим типам компрессоров. Здесь не последнюю роль играют сложившиеся традиции и консерватизм эксплуатационного персонала.

В настоящее время высокоэффективные маслозаполненные винтовые компрессорные машины выпускают фирмы: «Atlas Copco» (Швеция), «Gardner Denver» (США), «Kaeser Kompressoren» (Германия), «ЃKD Kompresory» (Чехия), «GHH-Rand» (Германия), «Kobe Steel, Ltd.» (Япония) и др. В России винтовые компрессоры изготавливают ОАО «Казанькомпрессормаш» и ОАО «Пензкомпрессормаш».



*а) поршневой компрессор 4BM10/100; б) винтовой компрессор ВВ-50/8;  
в) центробежный компрессор К-250-61-5*

Рисунок 1.2 — Компоновка разных типов компрессоров

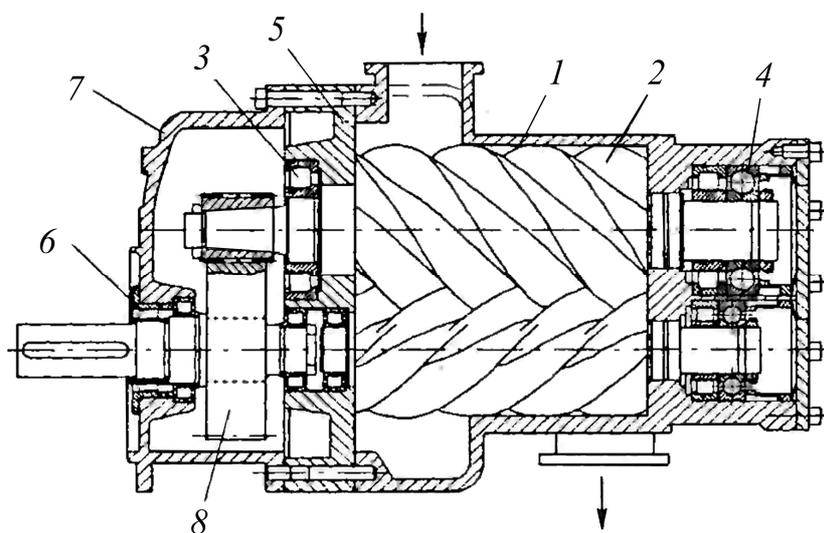
В Украине монопольным производителем винтовых компрессорных установок является завод АО «НПАО ВНИИ-компрессормаш» в г. Сумы и ОАО «Полтавский турбомеханический завод» — предприятия концерна «NICMAS» («Укрросметалл»). В установках используются компрессорные блоки фирмы «GHH-Rand» (Германия).

## 1.2 Устройство и принцип действия винтовых маслозаполненных компрессоров

Ниже приведено описание компрессоров типа CF фирмы GHH-Rand.

Собственно винтовой компрессор (или компрессорный блок) представляет собой литой чугунный корпус, внутри которого установлены два винта. Ведущий винт может приводиться во вращение как непосредственно от электродвигателя, так и через встроенный редуктор (см. рис. 1.3).

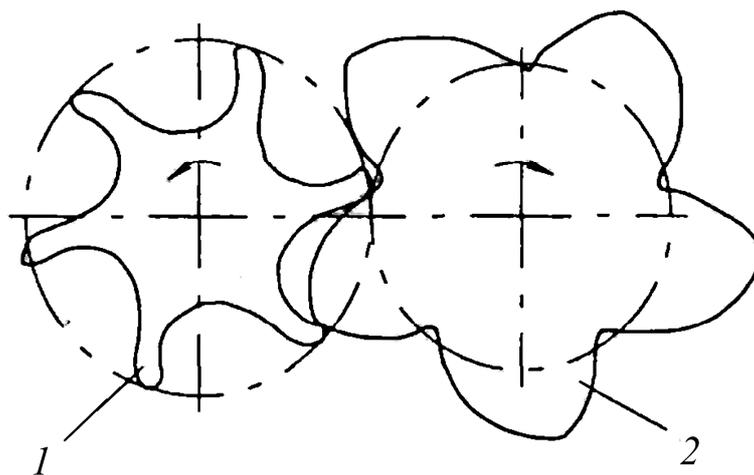
Винтовой компрессор является машиной объемного действия. Сжатие воздуха в нем происходит за счет уменьшения объема всасываемого воздуха, зажатого между зубьями винтов, корпусом и нагнетательной торцевой стенкой. Сжатие происходит до тех пор, пока при определенном угловом положении роторов сжатый объем воздуха не соединится с нагнетательным отверстием в торцевой стенке. Таким образом, сжатый воздух непрерывно следующими порциями поступает в нагнетательный патрубок. Очевидно, что расход и давление воздуха будут зависеть, в первую очередь, от размеров и формы винтовых пар и частоты их вращения.



1 — корпус роторной пары; 2 — роторная пара;  
3 — роликоподшипник; 4 — шарикоподшипник; 5 — корпус подшипника; 6 — уплотнение; 7 — фланец; 8 — редуктор

Рисунок 1.3 — Винтовой компрессор CF180G фирмы GHH-Rand

Вращающиеся винты (или роторы) имеют различную форму (см. рис. 1.4): ведущий ротор имеет выпуклые, а ведомый — вогнутые профили зубьев. Вдоль длины ротора зубья изогнуты по винтовой линии. Ведущий ротор имеет пять зубьев, а ведомый — шесть вырезов для вхождения в них зубьев. Роторы имеют асимметричный профиль зубьев, при котором достигается наивысший к. п. д.



*1 — ведомый ротор; 2 — ведущий ротор*

Рисунок 1.4 — Поперечное сечение роторов

Роторы вращаются внутри охватывающего их корпуса. Точная шлифовка профилей зубьев позволяет допустить очень малые зазоры между сопряженными зубьями роторов (0,02—0,03 мм) и свести к минимуму перетекания рабочей среды из полостей с повышенным давлением на всасывание.

При работе компрессора со стороны сжатого между зубьями объема воздуха на каждый ротор действуют значительные радиальные и осевые силы. Радиальные нагрузки воспринимаются роликовыми подшипниками тяжелой серии, установленными с обоих концов каждого ротора. Осевые нагрузки воспринимаются радиально-упорными шарикоподшипниками, установленными на концах роторов со стороны нагнетания. Шарикоподшипники имеют разъемные наружные и внутренние обоймы, что позволяет путем поджатия обойм тарельчатыми пружинами обеспечивать контакт шариков с обоймами в четырех точках, повышая их

надежность. Все подшипники качения имеют латунные или пластмассовые сепараторы, обеспечивающие бесшумное вращение.

Для нормальной работы компрессоров этого типа требуется постоянный впрыск масла в рабочую полость. При этом обеспечивается смазка контактирующих поверхностей зубьев, что повышает надежность и долговечность деталей. Наличие масляной пленки на поверхностях рабочей полости создает уплотняющий эффект и уменьшает внутренние перетечки через радиальные и торцевые зазоры между роторами и корпусом, за счет чего повышается производительность компрессора. Эффект охлаждения воздуха за счет впрыска холодного масла позволяет увеличить отношение давлений в ступени сжатия, повысить энергетическую эффективность компрессора. Впрыск масла осуществляется непосредственно в рабочую полость со стороны всасывания.

В нагнетательный патрубок компрессора поступает воздушно-масляная смесь, из которой отделяется масло, затем производится его очистка от примесей и охлаждение, после чего оно вновь направляется в компрессор. На рисунках 1.5 и 1.6 представлены схемы рабочих ступеней маслосмазываемого и безмасляного винтовых компрессоров.

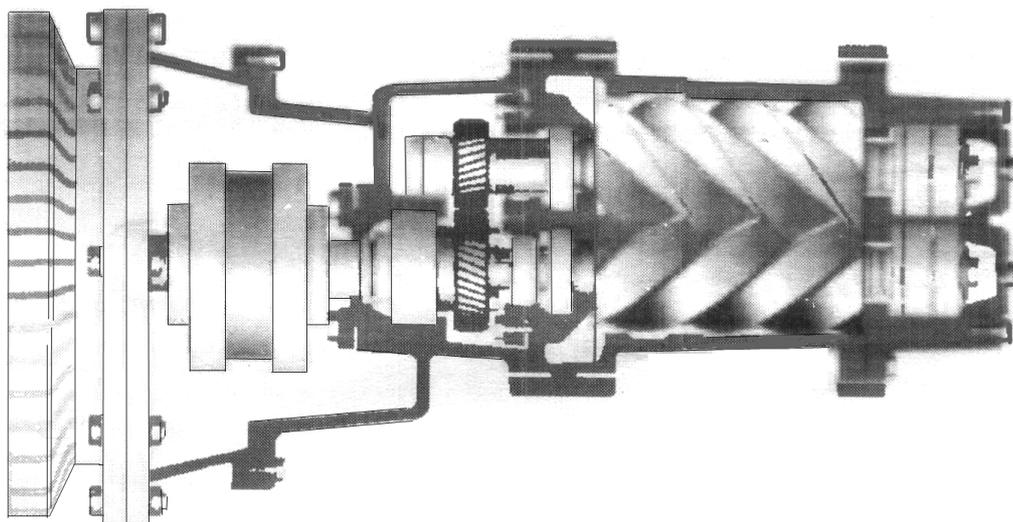


Рисунок 1.5 — Маслосмазываемый винтовой компрессор

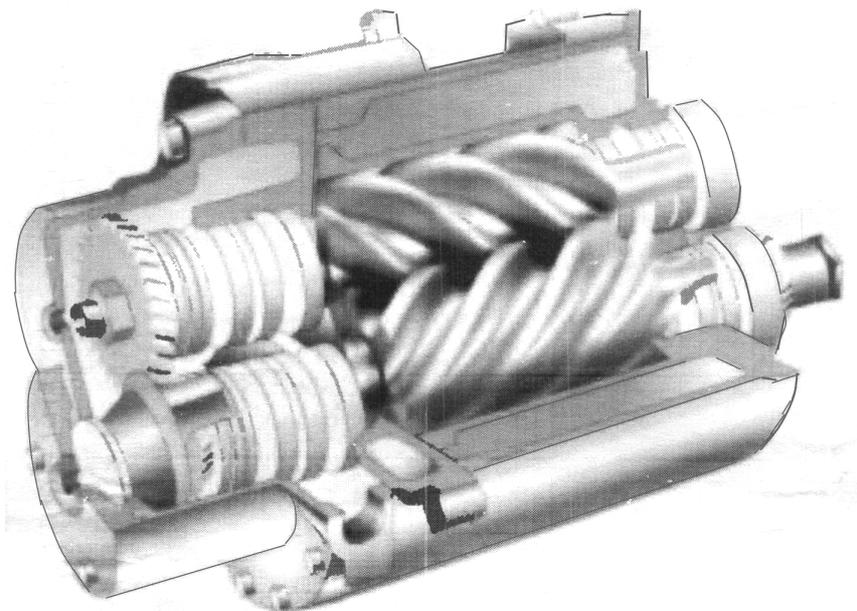


Рисунок 1.6 — Ступень безмасляного винтового компрессора

### **1.3 Рабочий процесс идеального и реального винтовых компрессоров**

Представим себе, что у винтового компрессора отсутствуют утечки и перетечки сжатого воздуха (компрессор полностью герметичен), отсутствуют потери давления в проточной части компрессора, сжатие происходит с постоянным показателем политропы, отсутствует отвод тепла от сжимаемого воздуха, отсутствует впрыск масла в полость сжатия, нет затрат мощности на преодоление механического трения в подшипниках. Компрессор, отвечающий сформулированным выше требованиям, называется идеальным.

Рабочий процесс идеального винтового компрессора в координатах  $p$ – $V$  изображен на рисунке 1.7 и имеет полное сходство с рабочим процессом идеального поршневого компрессора [4].

В реальном винтовом компрессоре, в силу влияния приведенных выше факторов, индикаторная диаграмма имеет другой вид (см. рис. 1.8).

Винтовой компрессор, как и поршневой, является машиной объемного сжатия (или вытеснения). Процесс в винтовом компрессоре в  $pV$ - диаграмме аналогичен поршневому компрессору.

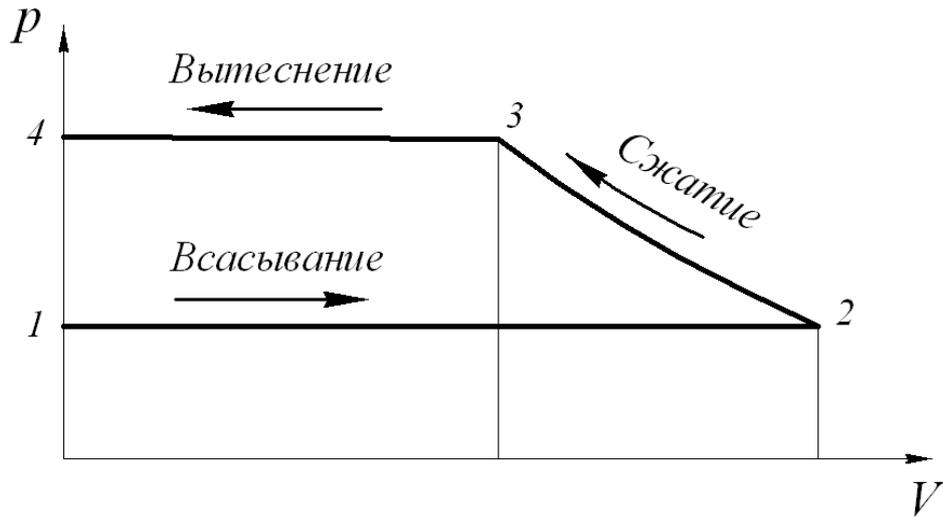


Рисунок 1.7 — Диаграмма процесса сжатия в идеальном винтовом компрессоре

В отличие от поршневого компрессора в винтовом компрессоре не происходит обратного расширения газа, а также дросселирования во всасывающем и нагнетательном клапанах из-за их отсутствия. Для винтового компрессора не свойственны также и неустойчивые явления, как, например, помпаж в центробежных компрессорах.

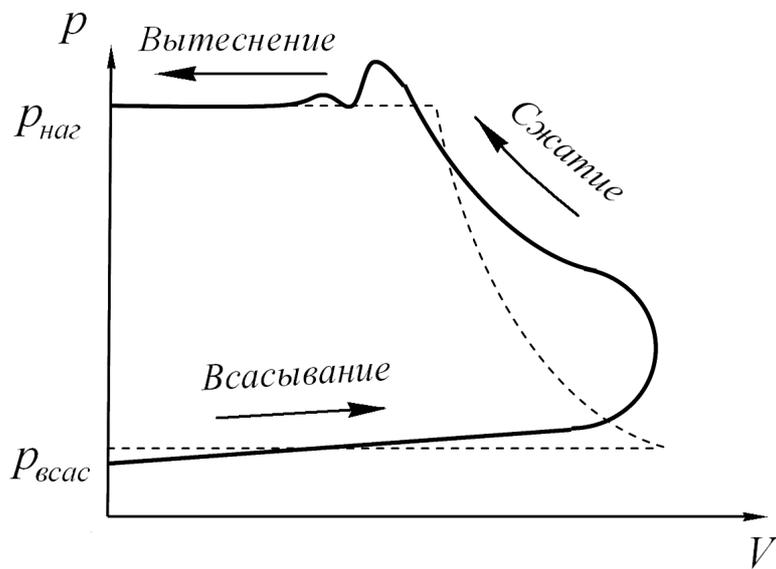


Рисунок 1.8 — Индикаторная диаграмма сжатия в реальном винтовом компрессоре

Важной особенностью винтовых компрессоров является практически неизменная производительность при колебаниях конечного

давления, т. к. винтовая пара при неизменном давлении на входе захватывает один и тот же объем воздуха в единицу времени. Не имеют существенного значения и отклонения в составе газа в достаточно широких пределах.

При сопоставлении теоретической и реальной диаграмм следует, что на участке всасывания действительное давление не постоянно, а внутреннее давление конца сжатия выше давления нагнетания. Эти различия тем заметнее, чем меньше величина протечек (зазоров) и чем выше частота вращения роторов компрессора. Кривая реального сжатия значительно отличается от «классической» политропы, что свидетельствует об изменении показателя политропы в процессе сжатия. Иными словами, понятие «сжатие по политропе» применительно к винтовым компрессорам может быть использовано весьма условно.

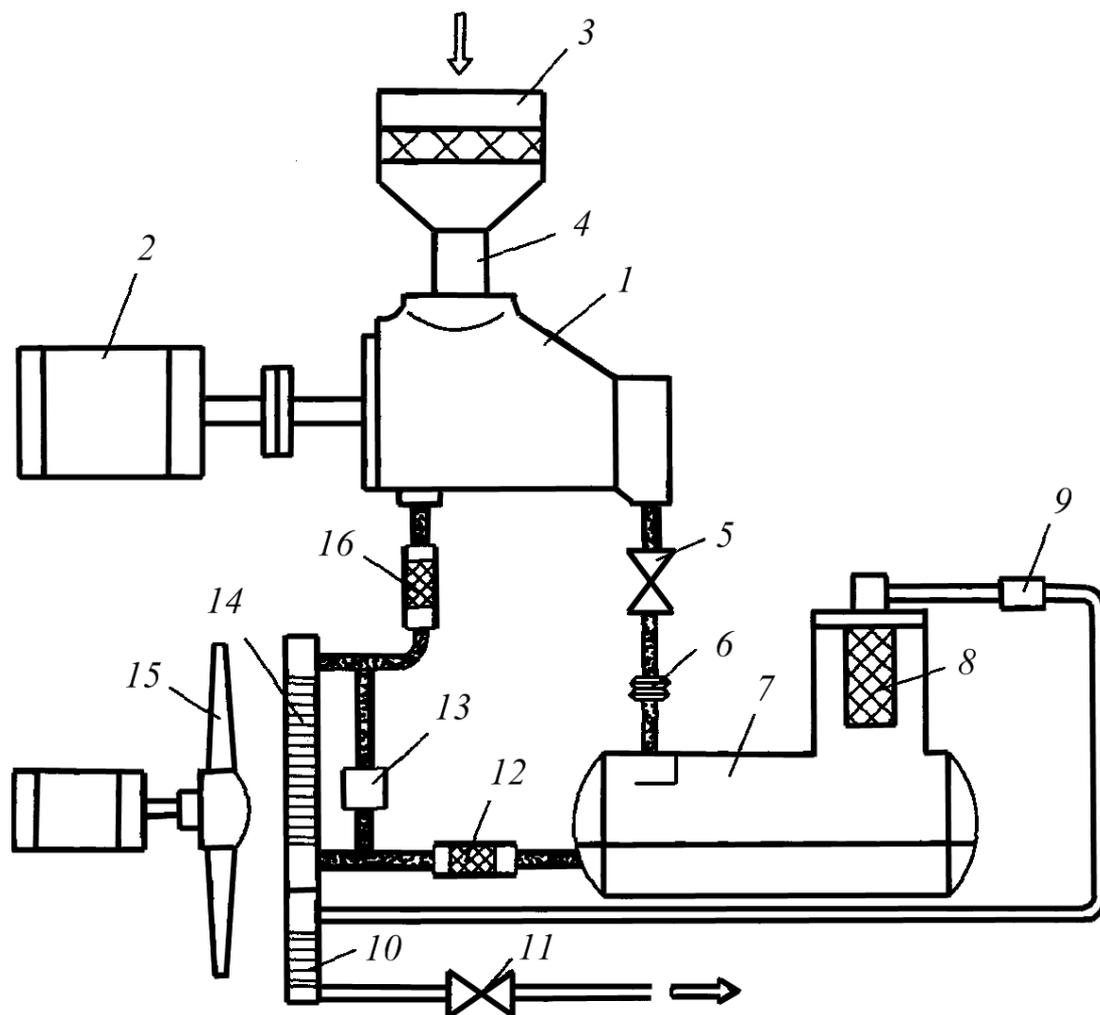
#### **1.4 Устройство, принцип действия и функционирование основных элементов винтовой компрессорной установки ВВ-50/8**

Упрощенная функциональная схема винтовой компрессорной установки, общая для всех типоразмеров, приведена на рисунке 1.9. Принципиально установка состоит из двух взаимодействующих контуров (воздушного разомкнутого и масляного замкнутого) и вспомогательных систем.

Воздушный контур состоит из следующих основных элементов: всасывающего фильтра, дроссельной заслонки, компрессора, бака-маслоотделителя, фильтра-маслоотделителя, концевого воздухоохладителя, нагнетательного патрубка. Масляный контур состоит из бака-маслоотделителя, маслоохладителя, масляного фильтра, компрессора.

При вращении винтов компрессора воздух из атмосферы всасывается через входной фильтр и далее через всасывающий патрубок поступает в камеру всасывания компрессора, откуда захватывается винтами и сжимается. Охлажденное масло непрерывно впрыскивается через дроссельное отверстие в полость сжатия, где распыляется в воздушной среде. Масло, смешиваясь с воздухом, отбирает основное тепло, выделяющееся при сжатии, уплотняет зазоры и смазывает трущиеся поверхности. Сжатая горячая воздушно-масляная смесь

поступает через обратный клапан в маслобак-сепаратор, где происходит выпадение из нее капельного масла. В верхней части бака установлен фильтр-отделитель масла, в котором происходит окончательное отделение паров масла. Очищенный воздух через концевой воздухоохладитель поступает к потребителю.



- 1 — винтовой компрессор; 2 — приводной электродвигатель; 3 — воздушный входной фильтр; 4 — дроссельная заслонка; 5 — обратный клапан;  
 6 — компенсатор; 7 — маслоотделитель; 8 — воздухомасляный фильтр;  
 9 — клапан поддержания давления; 10 — концевой воздухоохладитель;  
 11 — обратный клапан; 12 — масляный фильтр грубой очистки;  
 13 — перепускной клапан; 14 — маслоохладитель; 15 — вентилятор;  
 16 — масляный фильтр тонкой очистки

Рисунок 1.9 — Функциональная схема винтовой компрессорной установки

Отсепарированное масло из маслобака под действием избыточного давления возвращается в компрессор, предварительно охладившись в маслоохладителе и пройдя очистку в масляном фильтре.

Выше описаны назначение и принцип работы основного оборудования винтовой установки. Для нормальной работы установки в различных условиях эксплуатации и при непрерывно меняющихся режимах необходимы дополнительные системы, устройства и приборы, взаимодействующие между собой.

Более детально устройство и функционирование компрессорной установки рассмотрим на примере типовой установки ВВ-50/8. Полное представление об этом дают пневмогидравлическая схема на рисунке 1.10 и общий вид установки на рисунке 1.11.

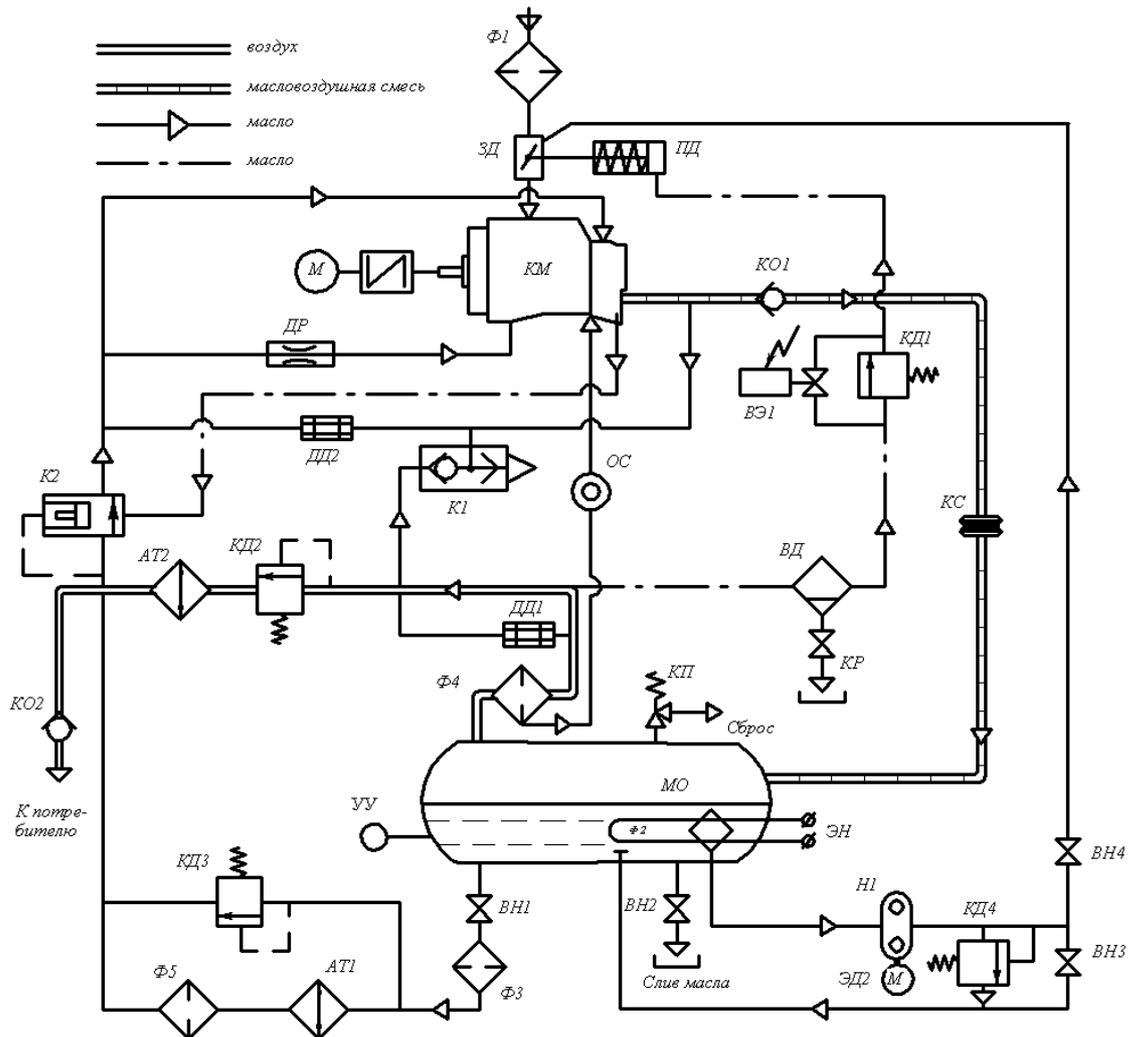
Основная сборочная единица установки — блок *двигатель-компрессор*. На сварной раме установлены приводной асинхронный электродвигатель А4315Х4  $N = 285$  кВт и винтовой компрессор типа CF246G. Передача крутящего момента от двигателя к компрессору осуществляется через упругую пальцевую муфту. Муфта закрыта предохранительным ограждением.

На всасывающем патрубке винтового компрессора устанавливается фильтр очистки воздуха от пыли и других механических частиц. Фильтр оснащен индикатором засоренности. Между фильтром и фланцем патрубка компрессора установлена дроссельная поворотная заслонка системы регулирования производительности.

Вторым по важности элементом после компрессора является *бак - маслоотделитель*.

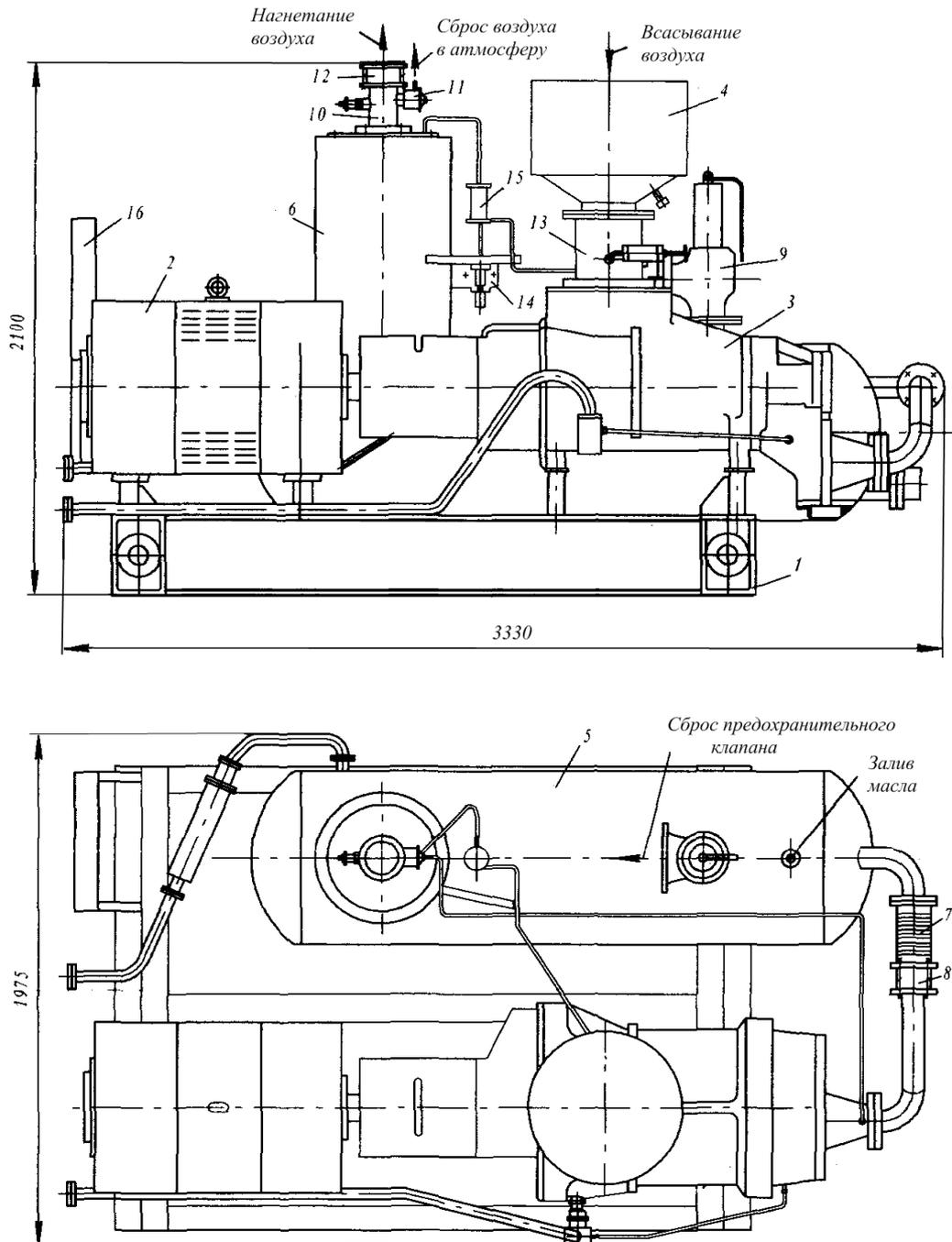
Основное назначение маслоотделителя — отделение масла из потока воздуха. Маслоотделитель представляет собой сварную цилиндрическую емкость с заливной горловиной, указателем уровня масла с соединительными патрубками и штуцерами.

Отделение масла от сжатого воздуха происходит в две ступени. Первая ступень — гравитационное отделение — происходит за счет резкого изменения направления и уменьшения скорости потока в аппарате.



АТ1, АТ2 — блоки охлаждения масла и газа; ВН1, ВН3, ВН4 — краны шаровые; ВН2 — кран муфтовый; ВД — влагоотделитель; ВЭ1 — клапан электромагнитный; ДД1, ДД2 — датчики реле разности давления; ЗД — затвор дисковый; ДР — устройство дроссельное; К1 — клапан стравливающий; К2 — клапан отсечной; КД1 — регулятор производительности; КД2 — клапан поддержания давления; КД3, КД4 — клапаны перепускные; КР — кран пробковый спускной; КМ — компрессор винтовой; КС — компенсатор; КО1, КО2 — клапаны обратные; М — электродвигатель; МО — бак-маслоотделитель; НМ — насос масляный шестеренчатый; ОС — окно смотровое; ПД — пневмодвигатель; УУ — указатель уровня; Ф1 — фильтр воздушный; Ф2 — фильтр приемный; Ф3 — фильтр грубой очистки масла; Ф4 — фильтр воздушно-масляный; Ф5 — фильтр тонкой очистки масла; ЭН — электронагреватель

Рисунок 1.10 — Схема пневмогидравлическая принципиальная ВВ-50/8



1 — рама; 2 — электродвигатель; 3 — винтовой компрессор; 4 — фильтр воздушный входной; 5 — маслоотделитель; 6 — корпус фильтра воздушного; 7 — компенсатор; 8 — обратный клапан; 9 — клапан предохранительный; 10 — клапан поддержания давления; 11 — клапан стравливающий; 12 — клапан обратный; 13 — дроссельная заслонка; 14 — регулятор производительности; 15 — электромагнитный клапан; 16 — панель датчиков

Рисунок 1.11 — Общий вид установки компрессорная ВВ-50/8 М1 У3

В вертикальных конструкциях сепараторов подводящий патрубок выполняется тангенциальным, что приводит к закручиванию потока воздуха и отбрасыванию более тяжелых частиц масла на стенки с последующим стеканием их в поддон. При этом происходит основное отделение капельного масла (до 98 %). Вторая ступень — отделение масляного тумана на сетке воздушно-масляного фильтра Ф1 путем осаждения масляного тумана, укрупнения капель и стока их в поддон маслоотделителя.

*Фильтр-маслоотделитель* устанавливают либо на выходном патрубке в верхней части бака, либо в вертикальном корпусе, выполненном заодно с баком. Чтобы избежать накопления масла внутри фильтра и попадания его в подаваемый к потребителю сжатый воздух, производится его отсос в полость компрессора через специальную трубку. Настройка отсоса производится посредством регулирующего вентиля, а контроль осуществляется через смотровой глазок. Нормальным считается протекание газо-масляной суспензии.

По мере работы установки фильтр тонкой очистки засоряется, его гидравлическое сопротивление возрастает. Контроль за сопротивлением осуществляет датчик перепада давления ДД1 до и после фильтра. При достижении предельной величины компрессор отключается. Фильтрующие патроны необходимо промыть или заменить.

Во время работы компрессора бак находится под давлением нагнетания, поэтому он оснащен предохранительным клапаном, срабатывающим при давлении  $0,8 \pm 0,02$  МПа ( $8 \pm 0,2$  кгс/см<sup>2</sup>). Уровень масла в баке контролируется визуально и посредством ультразвукового прибора УУ, дающего команду на останов приводного двигателя при снижении уровня масла ниже допустимого. Если предусмотрена эксплуатация компрессора в неотапливаемых помещениях, то для обеспечения запуска компрессора в холодное время года в нижней части бака устанавливают электрический нагревательный элемент ЭН. Пусковой циркуляционный насос Н1 служит для перемешивания масла при нагреве и для заполнения компрессора маслом перед пуском.

Клапан перепускной КД4 насоса служит для перепуска масла с нагнетания на всасывание в случае превышения давления в нагнетательном трубопроводе свыше допускаемой величины, что может

иметь место при пуске установки из холодного состояния. По мере прогрева масла гидравлическое сопротивление контура уменьшается, клапан закрывается, и масло начинает циркулировать через кран шаровой ВН3 (если он открыт), или через коллектор смазки при открытом кране ВН4. Отключение системы подогрева масла осуществляется при достижении необходимой температуры масла вручную или автоматически.

Установки, используемые в закрытых отапливаемых помещениях, системой подогрева масла не комплектуются.

Маслоотделитель устанавливается на общей раме так, что уровень масла в нем ниже уровня компрессора. Это обеспечивает слив масла в бак из полости компрессора при работающем и неработающем компрессоре. Масловоздушная смесь из нагнетательной камеры компрессора поступает в бак-маслоотделитель по напорному трубопроводу через обратный клапан КО1, предотвращающий обратный заброс воздуха в компрессор и его обратную раскрутку.

Во избежание нежелательных воздействий от температурных деформаций напорный трубопровод, через который течет горячая воздушно-масляная смесь, соединяется с маслобаком через упругий компенсатор КС.

*Масляная система* предназначена для подготовки и подачи масла в рабочую полость компрессора и для смазки. В состав системы входят: кран шаровой ВН1, фильтр грубой (до 80 мкм) Ф3 и тонкой (до 40 мкм) Ф5 очистки масла, клапан перепускной КДЗ, клапан отсечной К2 и соединительные маслопроводы. Масло из маслоотделителя поступает в систему через фильтр грубой очистки Ф3, затем направляется в блок охлаждения масла АТ1, а потом через фильтр тонкой очистки Ф5 на впрыск в компрессор и для смазки подшипников.

Подача масла из маслобака к форсунке может осуществляться двумя путями: при холодном масле — в обход маслоохладителя через перепускной клапан КДЗ, при горячем масле - через маслоохладитель и фильтр. Для переключения потока масла в зависимости от температуры служит клапан перепускной. Если масло холодное, то вязкость его возрастает, и гидравлическое сопротивление маслоохладителя увеличивается. При перепаде давления на охладителе свыше  $1,5 \text{ кгс/см}^2$

масло проходит через клапан, минуя маслоохладитель. По мере нагрева масла гидравлическое сопротивление маслоохладителя уменьшается, клапан закрывается, и все масло идет через маслоохладитель. Необходимость в таком переключении возникает при запуске компрессора в холодное время, когда температура масла ниже + 10°C.

Клапан отсечной К2 установлен перед компрессором и предназначен для отсечения потока масла после остановки компрессора. При работе компрессора клапан находится в положении «открыто» и масло беспрепятственно проходит на впрыск компрессора. При остановке компрессора разность давлений на золотник клапана уменьшается, и клапан срабатывает на закрытие.

Очень важным параметром является расход масла, подаваемого на впрыск. Чрезмерный расход приводит к значительному возрастанию потребляемой мощности на сжатие, а недостаток масла может вызвать недопустимый нагрев и заклинивание винтов компрессора. Необходимый расход масла обеспечивается посредством дроссельной шайбы ДР с калибровочным отверстием диаметром 20 мм, устанавливаемой на штуцере впрыска масла на корпусе компрессора. Необходимый перепад между давлением подаваемого масла и давлением нагнетания контролируется датчиком разности давления. При превышении заданной величины перепада давления компрессор отключается.

Отметим, что впрыск масла в полость компрессора увеличивает мощность, затрачиваемую на сжатие воздуха, на 15 % и более. Количество впрыскиваемого масла должно быть строго дозировано. Поэтому предусмотрена замена дроссельных шайб при переходе на летний и зимний периоды эксплуатации.

*Блок охлаждения* предназначен для охлаждения масла, идущего на впрыск и смазку компрессора. В моделях установок, предусматривающих концевое охлаждение воздуха, воздухоохладитель встраивается в блок охлаждения. Блок охлаждения масла АТ1 представляет собой аппарат воздушного охлаждения и состоит из модулей охладителей масла, вентилятора с приводным электродвигателем, закрепленных на общей раме компрессорной установки. Возможно, установка блока и на отдельной выносной раме.

Модули охладителей масла выполнены в виде стандартных пластинчато-ребристых элементов конструкции АО «НПАО ВНИИкомпрессормаш». Элементы состоят из гофрированных насадок и плоских разделительных пластин. На гофрированных насадках гофры имеют попарно перпендикулярные направления и образуют каналы для масла и охлаждающего воздуха, или для горячего и холодного воздуха. Масло движется по каналам под действием перепада давления, а охлаждающий воздух за счет работы вентилятора. Вентилятор осевой тянущего типа с крыльчаткой, насаженной на хвостовик вала приводного электродвигателя. В зависимости от условий применения возможно исполнение вентилятора толкающего типа.

*Система нагнетания* предназначена для подачи масловоздушной смеси в маслоотделитель, а затем подачи очищенного воздуха на блок охлаждения воздуха АТ2 и далее к потребителю. Система включает клапаны обратные КО1 и КО2, клапан поддержания давления КД2, стравливающий клапан К1, нагнетательный и соединительные трубопроводы.

Клапаны обратные предназначены для предотвращения обратных потоков: масловоздушной смеси из бака в компрессор и воздуха из сети сжатого воздуха в установку при остановке компрессора.

Клапан поддержания давления КД2 предназначен для поддержания давления воздуха в маслоотделителе не менее, чем 0,35 МПа (3,5 кгс/см<sup>2</sup>). Это необходимо для ограничения скорости масловоздушной смеси в баке-маслоотделителе с целью уменьшения уноса масла в воздушную систему, а также для поддержания минимально допустимого избыточного давления в баке с целью обеспечения безнасосного впрыска масла в компрессор при любых возможных режимах работы.

Клапан стравливающий К-1 предназначен для автоматического выпуска воздуха в атмосферу из системы нагнетания после остановки компрессора. Клапан срабатывает при уменьшении перепада давления на нагнетании компрессора.

Вышеописанные схема и устройство винтовой установки являются общими для всех типоразмеров. Имеются лишь некоторые различия, вызванные конкретными условиями применения. Например,

установки для буровых станков оборудованы инжекторами, отсасывающими запыленный воздух из воздушного входного фильтра за счет вдувания струи воздуха, отобранного из нагнетательного коллектора. Эти установки не комплектуются концевым воздухоохладителем.

В некоторых случаях применяется водяное охлаждение, что существенно снижает габариты, массу установок и уровень шума. Возможны поставки установок без концевого воздухоохладителя, без нагревателя масла и др.

### **1.5 Винтовые воздушные компрессорные установки, выпускаемые в России и за рубежом**

АО «НПАО ВНИИкомпрессормаш» является единственным в Украине изготовителем винтовых компрессорных установок. В установках применены маслозаполненные винтовые компрессоры производства фирмы GHH-Rand (Германия). Фирма является единственным производителем шлифованных винтовых пар, благодаря чему удалось создать высокоэкономичные компрессорные агрегаты.

АО «НПАО ВНИИкомпрессормаш» за период с 1998 по 2001 г. разработало типоразмерный ряд винтовых воздушных компрессорных установок и освоило их серийное производство. Ряд охватывает диапазон по производительности от 2,2 до 50 м<sup>3</sup>/мин при давлении нагнетания 8–10 кгс/см<sup>2</sup>.

Основные технические характеристики установок приведены в Приложении А. Обозначения компрессорных установок: НВЭ — носимая (переносная) воздушная электроприводная; ВВ — воздушная винтовая (стационарная). Цифры обозначают: первая цифра — производительность при нормальных условиях в нм<sup>3</sup>/мин, вторая цифра после дроби — избыточное давление нагнетания в МПа или кгс/см<sup>2</sup>. На рисунке 1.11 показана компрессорная станция ВВ-50/8, а на рисунке 1.12 та же станция, но в контейнерной упаковке.

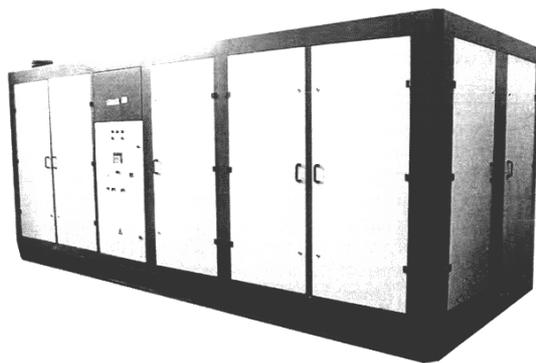
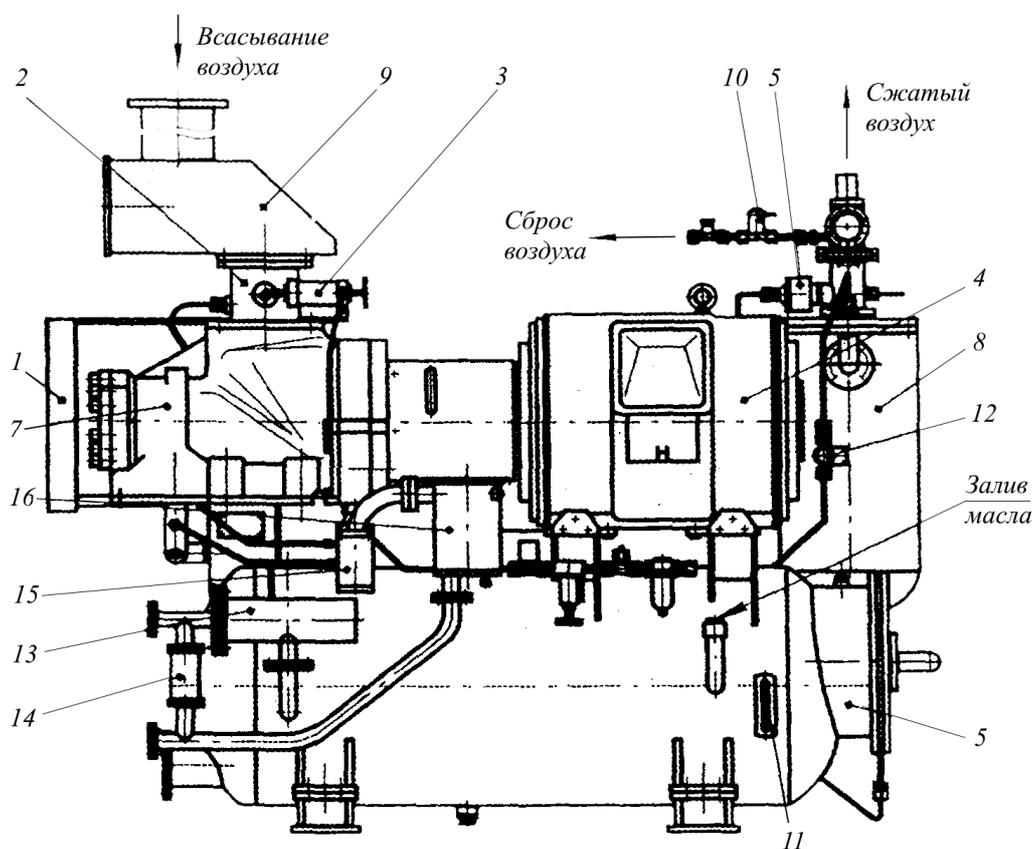


Рисунок 1.12 — Винтовая компрессорная станция ВВ-50/8 в контейнерном исполнении



1 — компрессор; 2 — затвор дисковый; 3 — система регулирования производительности; 4 — электродвигатель; 5 — клапан стравливающий; 6 — маслосборник-рама; 7 — панель датчиков; 8 — фильтр-отделитель; 9 — фильтр воздушный; 10 — клапан мембранный с электромагнитным приводом; 11 — указатель уровня масла; 12 — глазок смотровой; 13 — фильтр приемный; 14 — клапан перепускной; 15 — клапан отсечной; 16 — фильтр тонкой очистки

Рисунок 1.13 — Агрегат компрессорной установки ВВ-32/8М2 УЗ



## **1.6 Система контроля и автоматизации компрессорных установок**

Для обеспечения надежной и эффективной работы установок, исключения ошибок операторов, улучшения условий труда обслуживающего персонала служит система КИП и А.

Система КИП и А предназначена для управления, визуального контроля параметров, защитных блокировок, защитного отключения установки при выходе контролируемых параметров за пределы допустимых значений, оперативной световой и звуковой сигнализации.

Система КИП и А обеспечивает следующие основные функции.

В режимах пуска и останова:

- ручной «Пуск» и «Останов» компрессора;
- ручное «Включение» и «Отключение» нагревателей;
- электрическую блокировку, не позволяющую осуществить пуск компрессора при температуре масла в маслоотделителе менее  $+5^{\circ}\text{C}$ ;
- оперативную световую, аварийную световую и звуковую сигнализации.

В режиме нормальной работы:

- измерение и визуальную индикацию давления:
  - 1) масла на входе компрессора;
  - 2) воздуха в маслоотделителе;
- измерение и визуальную индикацию температуры:
  - 1) масла на входе компрессора;
  - 2) масла в маслоотделителе;
  - 3) масловоздушной смеси на нагнетании;
- учет времени наработки компрессора;
- визуальную индикацию тока статора приводного электродвигателя компрессора.

В режиме холостого хода:

- автоматический и ручной переводы компрессора на работу в режиме «холостого хода».

В аварийных режимах:

- аварийный останов компрессора кнопкой «Аварийный стоп» со шкафа управления;

– защитное отключение компрессорной установки с включением аварийной световой и звуковой сигнализаций, запоминанием параметра на момент отключения при:

- 1) температуре масловоздушной смеси на нагнетании более  $110^{\circ}\text{C}$ ;
- 2) давлении масла на входе компрессора менее  $0,2\text{ МПа}$  ( $2\text{ кгс/см}^2$ );
- 3) давлении воздуха в маслоотделителе более  $0,74\text{ МПа}$  ( $7,4\text{ кгс/см}^2$ );
- 4) перепаде давления воздуха нагнетания и давления масла выше  $0,35\text{ МПа}$  ( $3,5\text{ кгс/см}^2$ );
- 5) перепаде давления на фильтре воздушно-масляного маслоотделителя  $0,15\text{ МПа}$  ( $1,5\text{ кгс/см}^2$ );
- 6) уровне масла в маслоотделителе ниже нормы;
- 7) перегрузке электродвигателя компрессора;
- 8) температуре масла в маслоотделителе менее  $+5^{\circ}\text{C}$ ;
- 9) при обрыве одной из фаз, перекосе фаз, падении напряжения ниже нормы.

### ***Контрольные вопросы***

1. Охарактеризуйте область применения разных видов воздушных компрессоров.
2. Сформулируйте преимущества и недостатки винтовых компрессоров.
3. Объясните устройство и принцип действия винтовых маслозаполненных компрессоров.
4. С какой целью впрыскивается масло в рабочую полость винтового компрессора?
5. В чем отличие рабочих процессов идеального и реального винтовых компрессоров?
6. Объясните устройство и принцип действия винтовой компрессорной установки ВВ-50/8.
7. Каким образом происходит отделение масла от потока воздуха в винтовом компрессоре?
8. Объясните назначение и функции, выполняемые системой контроля и автоматизации компрессорных установок.

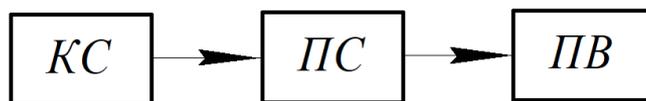
## Глава 2

### РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТНЫХ ПНЕВМОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

#### 2.1 Структура пневмоэнергетического комплекса и его энергетическая оценка

Под пневмоэнергетическим комплексом (ПЭК) будем понимать систему, состоящую из трех самостоятельных подсистем (см. рис. 2.1):

- компрессорная станция (КС);
- пневматическая сеть (ПС);
- потребители сжатого воздуха.



*КС — компрессорная станция; ПС — пневматическая сеть;  
ПВ — потребители сжатого воздуха*

Рисунок 2.1 — Структура ПЭК промышленного предприятия

Эффективность ПЭК зависит от эффективности каждой подсистемы и к. п. д. ПЭК определяется произведением к. п. д. каждой подсистемы:

$$\eta_{\text{ПЭК}} = \eta_{\text{КС}} \cdot \eta_{\text{ПС}} \cdot \eta_{\text{ПВ}} \quad (2.1)$$

В настоящее время в силу ряда причин, изложенных во введении, к. п. д. ПЭК лежит в пределах 4–12 % [4, 5]. Применение винтовых компрессоров является одним из эффективных факторов, призванных значительно повысить экономичность пневматических систем промышленных предприятий.

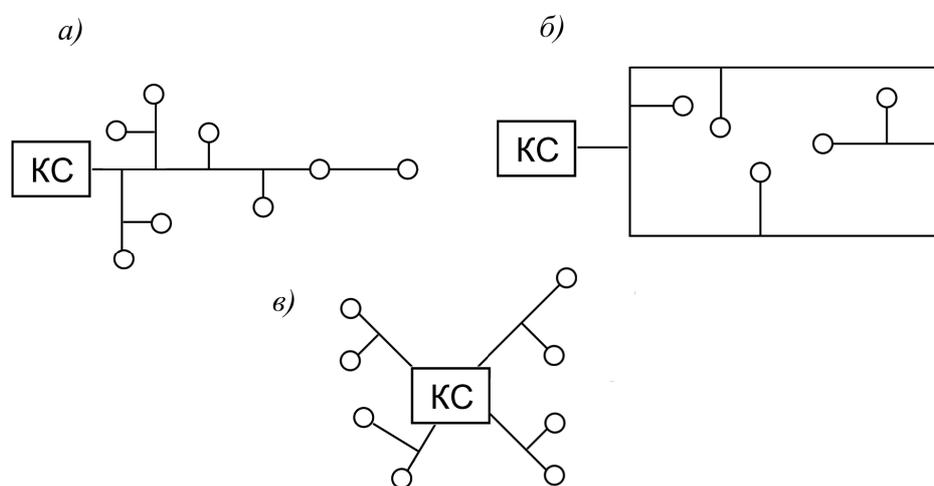
Различают два варианта ПЭК:

1. ПЭК для поверхностных промышленных предприятий.
2. ПЭК для подземных промышленных предприятий.

## 2.2 Схемы систем воздухообеспечения

Пневматические сети промышленных предприятий имеют различные схемы расположения воздухопроводов, зависящие от особенностей технологических процессов, связанных с потреблением сжатого воздуха. Многообразие схем систем воздухообеспечения можно свести к трем основным схемам: *магистральной (древовидной), кольцевой и радиальной* (см. рис. 2.2).

Магистральная (древовидная) схема (см. рис. 2.2 а) характерна для крупных металлургических, химических, горных предприятий с расположением потребителей на значительном расстоянии от компрессорной станции и друг от друга. Учитывая, что потери давления воздуха, движущегося по воздухопроводу, пропорциональны его длине, то очевидным недостатком магистральной схемы является возникновение значительных по величине гидравлических сопротивлений, приводящих к существенным падениям давления у наиболее удаленных потребителей, а также повышенные затраты на эксплуатацию и ремонт протяженного трубопровода.



а) магистральная (древовидная);  
б) кольцевая; в) радиальная (○ — потребители)

Рисунок 2.2 — Схемы воздухообеспечения

Более равномерное распределение давления среди потребителей обеспечивает кольцевая схема воздухообеспечения, представленная на рисунке 2.2 б, однако для сооружения кольцевого коллектора требуется

установка дополнительных труб, что увеличивает капитальные затраты на оборудование воздухопровода. Радиальная схема воздуховоснабжения (см. рис. 2.2 *з*), по сравнению с магистральной, более эффективно распределяет давление среди потребителей, но уступает в этом кольцевой схеме. Однако, в отличие от кольцевой, при радиальной схеме не требуется оборудования кольцевого коллектора, чем снижаются капитальные затраты на сооружение воздухопровода.

В промышленных производствах широко распространены *централизованные* схемы воздуховоснабжения (с центральной компрессорной станцией). Данные схемы позволяют группировать в одном машинном зале крупные компрессоры, дают возможность обеспечивать централизованный подвод электроэнергии и оборудовать общую систему оборотного водоснабжения, создают условия для удобного наблюдения за работой оборудования и обслуживания высококвалифицированным персоналом, быстрого подключения резервного компрессорного оборудования.

На рисунке 2.3 показана схема централизованного воздуховоснабжения, применявшаяся на Алчевском металлургическом комбинате (АМК). Она состоит из двух изолированных друг от друга систем: одна (западная) включает в себя компрессорную станцию, оборудованную 3-мя поршневыми компрессорами типа 4ВМ10–100/8 и предназначенную для питания сжатым воздухом потребителей западного крыла комбината. Вторая система состоит из трех компрессорных станций, работающих параллельно и подающих сжатый воздух в одну пневматическую систему для снабжения потребителей ряда цехов с общим потреблением порядка 2000 м<sup>3</sup>/мин. Все компрессорные станции централизованной схемы воздуховоснабжения АМК оборудованы центробежными компрессорами: центральная КС — отечественными К–250–61–1, прокатная компрессорная станция (она же восточная) — корейскими турбокомпрессорами с передовой технологией получения сжатого воздуха — «Samsung» 360/8.

В настоящее время схема централизованного воздуховоснабжения АМК заменена на систему, состоящую из локальных КС с винтовыми компрессорами.

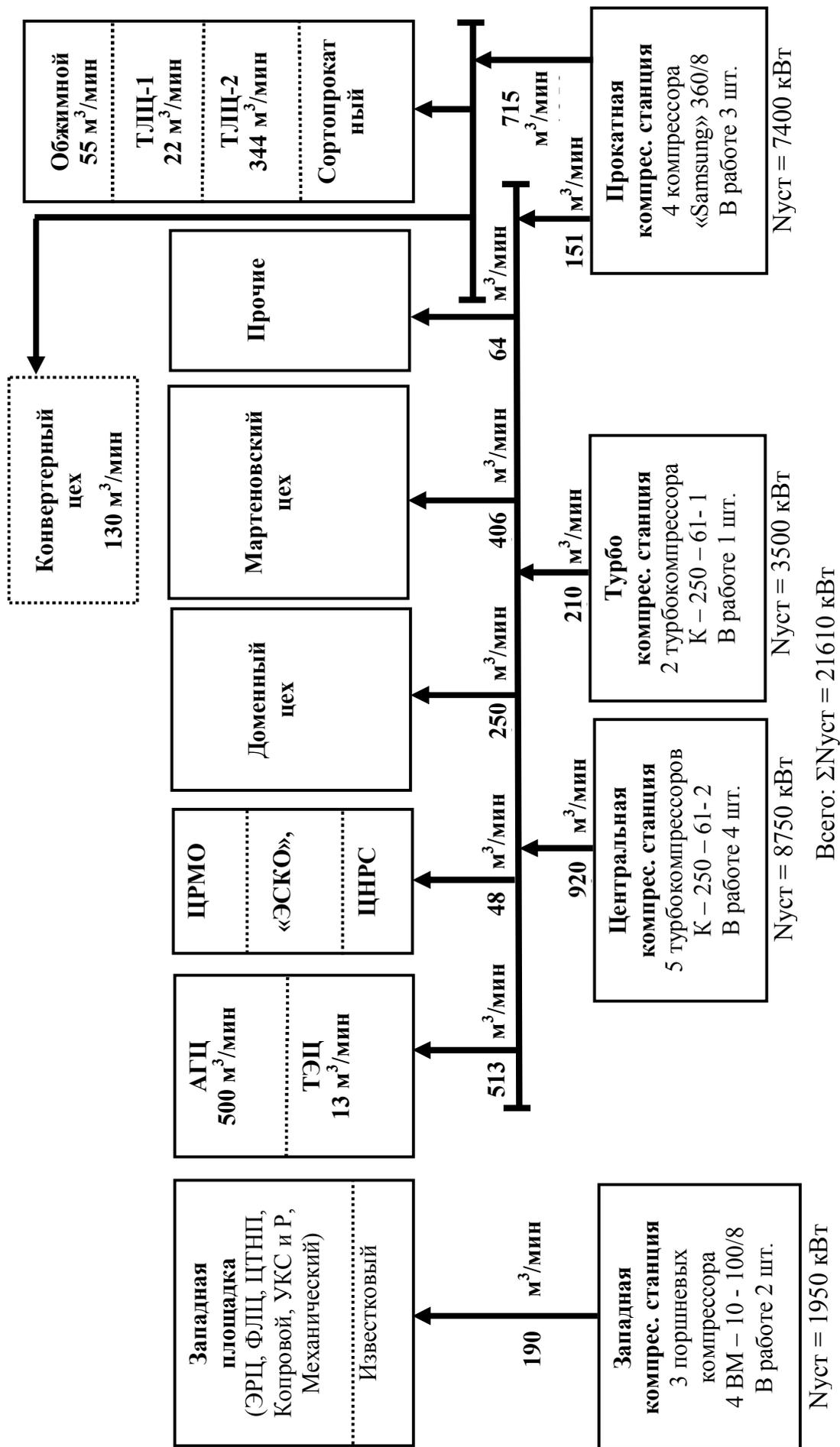


Рисунок 2.3 — Централизованная схема воздухооборудования Алчевского металлургического комбината (АМК)

Общая установленная мощность электродвигателей компрессорных машин составляет  $N_2 = 21610$  кВт.

Развитие конкуренции и стремление предприятий снижать затраты энергии в себестоимости продукции заставляют пересматривать структуру и схему производственного воздухообеспечения. Анализ экономической эффективности пневматических систем на многих предприятиях показал, что применяемые центральные компрессорные станции с магистральными схемами воздухопроводов являются экономически не выгодными из-за больших капитальных и эксплуатационных затрат, больших гидравлических сопротивлений протяженных трубопроводов и значительной недогруженности мощных компрессорных агрегатов.

Более выгодным с экономической точки зрения является применение *локальных* компрессорных станций и пневмосистем, которые могут быть максимально приближены к отдельно расположенным группам потребителей сжатого воздуха. При этом отсутствуют протяженные воздухопроводные сети, минимальны потери энергии на утечки и гидравлические сопротивления, а также снижаются затраты на проведение профилактических ремонтов и эксплуатацию воздухопроводов. Так как сопротивления труб движению сжатого воздуха минимальны, то давление воздуха у потребителей соответствует давлению на выходе из локальной компрессорной станции, поэтому работоспособность потока сжатого воздуха локальной компрессорной станции возрастает по сравнению с центральной, и повышается коэффициент полезного действия пневматической системы.

### **2.3 Определение потребности сжатого воздуха и производительности компрессорной станции**

Между понятиями „потребность сжатого воздуха“ и „производительность компрессорной станции“ есть отличие, заключающееся в том, что потребность определяется необходимым расходом сжатого воздуха потребителями, в то время как производительность компрессорной станции определяется техническими возможностями работающих компрессорных машин, находящихся в компрессорной станции. Понятно, что если производительность

компрессорной станции равна требуемому расходу сжатого воздуха  $V_{КС} = V_p$ , давление в системе остается постоянным, если производительность  $V_{КС} < V_p$  давление снижается, при  $V_{КС} > V_p$  давление возрастает.

При изложении методики расчета ПЭК будем исходить из основного предположения, что производительность компрессорной станции равна необходимой потребности сжатого воздуха, т. е.:

$$V_{КС} = V_{нотр}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (2.1)$$

где  $V_{нотр}$  — потребность сжатого воздуха,  $\text{м}^3/\text{мин}$ ;

$V_{КС}$  — производительность компрессорной станции,  $\text{м}^3/\text{мин}$ .

Потребность предприятия (цеха, участка) в сжатом воздухе есть сумма расходов воздуха всеми работающими потребителями (пневмоприемниками)  $\Sigma V_i$  и суммарных потерь воздуха в трубопроводах  $\Sigma q_{i, \text{ут}}$ , арматуре и неработающих пневмоприемниках:

$$V_{нотр} = \Sigma V_i + \Sigma q_i, \text{ м}^3/\text{мин}. \quad (2.2)$$

Суммарные потери воздуха на утечки определяются или опытным путем, или принимаются согласно нормативам (10–15 % от потребляемого количества воздуха). Определение же суммарного расхода воздуха потребителями производится по-разному в зависимости от назначения, характера производства и видов потребителей.

Для производств, в которых воздух применяется для осуществления технологических процессов или для энергетического применения, характерен постоянный и непрерывный режим работы оборудования в течение достаточно длинных временных интервалов. Расход воздуха может быть определен исходя из нормативного удельного расхода сжатого воздуха на единицу продукции. Суммарный годовой объем воздуха в этом случае определяется по формуле:

$$V_{год} = \alpha A_{год}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (2.3)$$

где  $\alpha$  — средний удельный расход на единицу продукции;

$A_{год}$  — годовой выпуск продукции в соответствующих единицах.

Средний расход в единицу времени равен

$$V_{cp} = \frac{A_{год}}{t}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (2.4)$$

где  $t$  — суммарное время в минутах, в течение которого установка непрерывно потребляет воздух.

*Пример 1.* В производстве минеральных удобрений основным технологическим процессом является синтез аммиака. Для осуществления синтеза необходимо предварительно получить азотоводородную смесь, которую готовят конверсией метана и окиси углерода с водяным паром и кислородом воздуха. При этом подают столько воздуха, чтобы образовалась смесь азота и водорода с соотношением 1:3. Существующие производства потребляют примерно  $970 \text{ м}^3/\text{мин}$  воздуха на 1 тонну аммиака, т. е. средний удельный расход воздуха равен  $\alpha = 970 \text{ м}^3/\text{мин} \cdot \text{т}$ . Если суточный выпуск аммиака составляет 1360 т/сутки, то потребность воздуха равна:

$$V_{cp} = 970 \frac{1360}{24 \cdot 60} = 916 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

В силу ряда объективных и субъективных причин (колебания сезонной температуры, перебои в поставках сырья и энергоносителей и др.) уровень потребления воздуха в течение года может изменяться, поэтому в качестве характеристики потребления принимается максимальный длительный расход.

Машиностроительные заводы, предприятия деревообработки и стройиндустрии, производства пластмасс и резинотехнических изделий потребляют сжатый воздух для обеспечения работы большого количества разнообразных пневмомашин и оборудования (с длительным режимом работы), пневмоинструмента (с кратковременным режимом работы). Определение потребности в сжатом воздухе таких предприятий имеет свою специфику.

Средний расход воздуха группой однотипного оборудования из  $n$  единиц определяется из выражения:

$$V_{cp.обор} = n \cdot q_{обор} \cdot k_{исп} \cdot k_{изн}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (2.5)$$

где  $q_{обор}$  — номинальный расход воздуха одной единицей пневмооборудования, отнесенный к условиям всасывания;

$k_{исп}$  — коэффициент использования пневмооборудования, равный:

$$k_{исп} = \frac{\text{время работы оборудования за смену}}{\text{продолжительность смены}}; \quad (2.6)$$

$k_{изн}$  — коэффициент, учитывающий увеличение потребления воздуха из-за износа оборудования.

При определении расхода воздуха группой пневмоинструментов из  $m$  единиц, характер работы которых кратковременный и нерегулярный, необходимо учитывать, какая часть инструментов находится в работе одновременно:

$$V_{ср.инстр} = m \cdot q_{инстр} \cdot k_{одн} \cdot k_{загр} \cdot k_{изн}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (2.7)$$

где  $q_{инстр}$  — максимальный расход воздуха одним инструментом;

$k_{одн}$  — коэффициент одновременной работы инструментов, принимается из таблицы 2.1;

$k_{загр}$  — коэффициент загрузки, показывающий загрузку данного инструмента относительно максимальной,  $k_{загр} = 0,5 - 0,7$ ;

$k_{изн}$  — коэффициент износа инструмента.

Таблица 2.1 — Зависимость коэффициента  $k_{одн}$  от количества одновременно работающих инструментов

Количество инструментов	2–3	4–8	10–20	30 и более
$k_{одн}$	0,9	0,78	0,64	0,5

Номинальные расходы воздуха для различных инструментов и оборудования определяются по техническим паспортам или по справочной литературе. Средние расходы для каждой группы однотипного оборудования и инструмента подсчитываются отдельно и суммируются по участку, цеху или заводу в целом. К полученной

величине суммарного расхода прибавляется величина потерь воздуха на утечки в коммуникациях и неработающих пневмоприемниках:

$$V_{ср.расч} = V_{ср.обор} + V_{ср.инстр} + q_{ут}, \text{ м}^3/\text{мин}. \quad (2.8)$$

Для обеспечения возможных режимов максимального потребления воздуха принимают:

$$V_{max} = (1,2 \div 1,5) \cdot V_{ср.расч}, \text{ м}^3/\text{мин}. \quad (2.9)$$

При определении максимально длительного расхода по заводу в целом использование последней формулы может привести к неоправданно завышенному результату, так как вероятность того, что одновременно все цеха завода будут потреблять максимальный расход, невелика. В этом случае рекомендуется суммарный максимальный расход вычислять как сумму максимального расхода цеха с наибольшим потреблением воздуха и средних расходов всех остальных цехов [1]:

$$V_{м.д} = V_{max} + \Sigma V_{i ср}. \quad (2.10)$$

Эта величина называется максимально длительной нагрузкой и должна быть принята в качестве расчетной для завода при проектировании компрессорной станции.

*Пример 2.* В качестве примера рассчитаем потребность небольшого механического завода, выпускающего сельскохозяйственную технику. Завод включает следующие основные цеха: механический, сборочный и покрасочный участок, в которых используются пневмооборудование и пневмоинструменты по типам и в количествах, приведенных в таблице 2.2. Расходы, потребляемые каждой единицей оборудования и инструмента, взяты из справочных данных.

Результаты расчетов по вышеприведенной методике сведены в таблицу 2.3. Нормативная величина утечек принята равной 10 %. Техническое состояние оборудования и инструмента учтено соответствующими коэффициентами износа.

В итоге величина максимально возможного потребления воздуха:

$$V_{max} = 1,4 \cdot 2333 = 3266 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Однако, как выше рекомендовано, в качестве максимально длительного потребления воздуха следует принять величину

$$V_{м.д} = V_{max.мех.ц} \cdot V_{ср.сб.ц} \cdot V_{ср.покp.ц} = 1,4 \cdot 1959,84 + 330,74 + 42,47 = 3116 \text{ м}^3 / \text{час} = 51,95 \text{ м}^3 / \text{мин.}$$

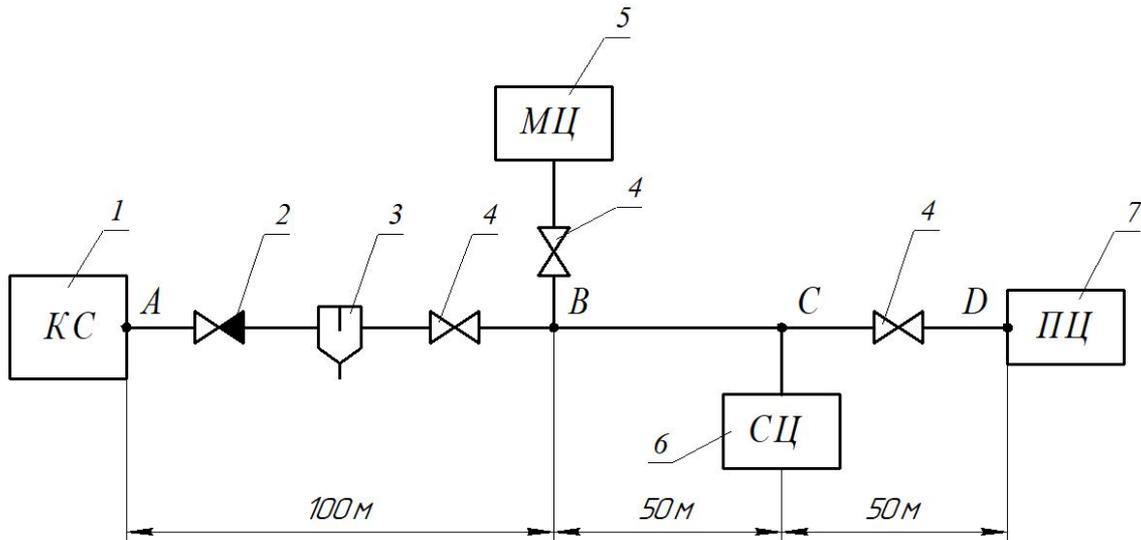
Эта величина и должна быть принята в качестве расчетной нагрузки на компрессорную станцию завода.

Таблица 2.2 — Перечень пневмооборудования и пневмоинструмента

Цех	Потребитель	Тип	Расход воздуха, м <sup>3</sup> /час	
			номинал.	максималън.
Механический	Оборудование: штамповочный молот, обдувочные посты. Инструмент: пневмозажимы	1,5m 04	958	-
			35	-
			-	119
Сборочный	Инструмент: пневмодрели, шлифмашинки	СД-8, СЕ-13 ШР-6	-	36
			-	60
Покрасочный	Инструмент: пульверизаторы	КР-2	-	15

Таблица 2.3 — Расчет потребности сжатого воздуха (для варианта 1)

Потребитель	Кол-во ед.	Расход, м <sup>3</sup> /час	$k_{исп}$	$k_{одн}$	$k_{изн}$	$k_{загр}$	$V_{ср}$ , м <sup>3</sup> /час	$q_{ум}$ , м <sup>3</sup> /час	$\Sigma V_{ср} + q_{ум}$ , м <sup>3</sup> /час	Участок
<i>Механический:</i> обдувочный пост, пневмозажим, штампов. молот Итого:	3	105	0,2	-	1,15		24,15			А-В
	12	1428	-	0,64	1,1		703,72			
	2	1916	0,5	-	1,1		1053,8			
							1781,67	178,17	1959,84	
<i>Сборочный:</i> пневмодрели, шлифмашинки Итого:	10	360		0,64	1,2	0,6	165,89			В-С
	4	240	-	0,78	1,2	0,6	134,78			
							300,67	30,07	330,74	
<i>Покрасочный:</i> пульверизаторы Итого:	6	90	-	0,78	1,1	0,5	38,61			С-D
							38,61	3,86	42,47	
Всего:		4139					2120,95	212,10	2333,05	



1 — компрессорная станция; 2 — обратный клапан;  
 3 — масловодосборник; 4 — вентили; МЦ — механический цех;  
 СЦ — сборочный цех; ПЦ — покрасочный цех

Рисунок 2.4 — Схема пневматической сети механического завода

Следует обратить внимание, что суммарная паспортная потребность пневмопотребителей равна  $4139 \text{ м}^3/\text{час}$ , что в 1,33 раза превышает величину максимально длительного расхода. Поэтому обеспечение производительности компрессорной станции по паспортной потребности является избыточным и приводит к недогрузке компрессорной станции и связанным с этим дополнительным непроизводительным затратам.

По величине максимально длительного потребления производят подбор компрессорного оборудования. Фактически потребляемый расход воздуха отличается от максимально длительного потребления, как правило, в меньшую сторону. Это связано с фактически меньшими коэффициентами использования оборудования, например, при работе на 2-й и 3-й сменах, из-за непредвиденных остановок и простоя оборудования, рационализации технологических процессов и т. п.

При реконструкции систем сжатого воздуха и компрессорных станций обычно такие расчеты не выполняют, а используют средние статистические нормы удельных расходов (нормативы) по каждому из цехов-потребителей, а также фактические данные по выработке и потреблению воздуха с учетом их ежегодного пересмотра и корректировки.

## 2.4 Определение нагрузки на компрессорную станцию и числа винтовых компрессоров

В специальной литературе производительность компрессоров, соответствующую потребляемому количеству воздуха, называют нагрузкой на компрессорную станцию [1, 2, 3].

Если известна потребность предприятия (цеха) в сжатом воздухе, выражаемая величиной максимально длительной нагрузки  $V_{м.д}$ , то производительность компрессорной станции определяется кажущимся очевидным соотношением:

$$V_{КС} = V_{м.д}, \quad (2.11)$$

где  $V_{КС}$  — суммарная производительность всех компрессоров:

$$V_{КС} = \sum V_{ки}. \quad (2.12)$$

Однако такой подход является очень упрощенным и неприемлем ввиду ряда обстоятельств. Прежде всего, производительности выпускаемых промышленностью компрессоров соответствуют стандартному ряду, и подбором количества компрессоров не удается достичь необходимого значения их суммарной производительности, поэтому принимают условие:

$$V_{КС} \geq V_{м.д}. \quad (2.13)$$

В большинстве случаев наиболее рационально комплектовать компрессорную станцию одинаковыми машинами. Это выгодно с точки зрения их взаимозаменяемости, обеспечения запасными частями, обслуживания и ремонта. Количество машин определяется по формуле:

$$n \geq \frac{V_{м.д}}{V_{ки}}. \quad (2.14)$$

В случае получения дробного числа  $n$  производится округление до большего целого числа (если дробь больше 0,5), или же (если дробь меньше 0,5) дополнительно устанавливается машина меньшей производительности. После этого определяется коэффициент загрузки рабочих компрессоров, который свидетельствует о степени недогрузки

или перегрузки компрессоров в режиме максимально длительного потребления:

$$K_{загр} \geq \frac{V_{м.д}}{V_{кс}}. \quad (2.15)$$

Этот коэффициент должен быть в пределах 0,75–1,05, причем тем ближе к единице, чем выше единичная производительность компрессоров. Это позволит максимально снизить непроизводительные затраты мощности или не допустить значительной перегрузки привода. При наличии системы эффективного регулирования производительности компрессора данное требование не столь существенно.

При расчете компрессорной станции следует учитывать также следующие обстоятельства:

- 1) возможны режимы пикового потребления, когда фактически потребляемое количество воздуха больше расчетного;
- 2) с течением времени возможен износ компрессоров с уменьшением их производительности по сравнению с номинальной;
- 3) возможно ухудшение технического состояния трубопроводов, сетей, вызывающее длительное или кратковременное увеличение расхода воздуха;
- 4) отключение компрессоров на плановый ремонт или осмотр;
- 5) возможные случаи непредвиденных остановов компрессоров.

С учетом всего сказанного ясно, что на компрессорной станции должны быть установлены один или несколько резервных компрессоров. Производительность резервного компрессора принимают равной максимальной производительности из ряда рабочих компрессоров. Установленная производительность станции равна:

$$V_{уст} = \sum V_{к.и} + V_{рез}. \quad (2.16)$$

Установленную производительность станции принимают такой, чтобы при остановке самого крупного компрессора потребность в воздухе обеспечивалась не менее чем на 75 ÷ 90%, т. е.:

$$\frac{V_{уст} - V_{к.мах}}{V_{м.д}} \cdot 100 = 75 \div 90\%. \quad (2.17)$$

При выборе типа компрессора руководствуются:

- уровнем потребления;
- режимом потребления;
- эффективностью компрессора (удельными затратами мощности);
- необходимостью регулирования;
- требованиями обслуживания и ремонта;
- имеющимся опытом работы;
- стоимостью капитальных вложений и сроком окупаемости.

## **2.5 Выбор винтовых компрессоров и анализ вариантов использования компрессоров в компрессорной станции**

Подбор компрессоров выполняется многовариантным способом, просчитываются различные комбинации компрессоров с различной производительностью как внутри одного типа (поршневые, центробежные, винтовые), так и для смешанного использования. Например, компрессорную станцию можно укомплектовать несколькими поршневыми компрессорами равной или разной производительности, или центробежным турбокомпрессором с дополнительными винтовыми компрессорами и т. п. При этом обязательно следует учитывать наличие соответствующих площадей для размещения компрессоров и вспомогательного оборудования, приемлемое охлаждение (водяное или воздушное), наличие соответствующих подстанций и кабельных подводов, требования по допустимому уровню шума и т. д.

*Пример 3.* Выполним подбор компрессоров для величины потребности предприятия, определенной в примере 2. Расчеты проведем для четырех вариантов сочетания марок (типоразмеров) винтовых компрессоров.

При выборе вариантов исходим из следующих соображений. В варианте I выбран один компрессор производительностью  $50 \text{ м}^3/\text{мин}$ , работающий с небольшим допустимым перегрузом (3,8 %). В остальных вариантах при выборе компрессоров с меньшими единичными производительностями 40, 32 и  $25 \text{ м}^3/\text{мин}$  принято по два компрессора.

Результаты расчетов сведены в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 — Расчет производительности компрессорной станции

Показатель	Вариант			
	I	II	III	IV
Максимально длительная нагрузка на КС, $м^3/мин$	51,95			
Производительность единичного компрессора, $м^3/мин$	50	40	32	25
Количество компрессоров, шт.	1	2	2	2
Производительность рабочая, $м^3/мин$	50	2x40=80	2x32=64	2x25=50
Коэффициент загрузки	$51,95:50=1,038$	$51,95:80=0,65$	$51,95:64=0,81$	$51,95:50=1,038$
Производительность резервного компрессора, $м^3/мин$	50	40	32	25
У станов денная производительность, $м^3/мин$	2x50=100	3x40=120	3x32=96	3x25=75
Общее количество компрессоров, шт.	2	3	3	3
Обеспечение максимальной производительности	$50:51,9=0,96$	$80:51,9=1,54$	$64:51,9=1,23$	$50:51,9=0,96$

Из таблицы следует, что по коэффициенту загрузки компрессоров и по степени обеспечения максимальной производительности лучшими оказываются I и IV варианты, однако предпочтение следует отдать варианту IV в силу следующих причин Установленная мощность компрессоров в этом случае на 25 % меньше, что обеспечивает более экономное расходование электроэнергии. Меньшая единичная производительность компрессоров обеспечивает гибкость и маневренность в переключении компрессоров при уменьшении потребления воздуха.

## 2.6 Рекомендации по компоновке компрессорных станций

Сооружение или реконструкция компрессорных станций с использованием винтовых компрессорных установок производится в

соответствии с существующими требованиями, нормами и правилами [6], которые применяются и для других типов компрессоров. Специфика состоит лишь в том, что винтовые компрессорные установки поставляются в блочном исполнении, т. е. все компрессорное и вспомогательное оборудование размещено в едином блоке на раме или в контейнере. Исключение составляют установки, поставляемые с отдельным блоком охлаждения. Винтовые компрессорные установки в случае их применения для выработки сжатого воздуха общего назначения не требуют использования каких-либо дополнительных устройств или аппаратов. Они могут быть подключены непосредственно к заводскому коллектору.

#### *Компоновка машинного зала*

Машинные залы вновь сооружаемых воздушных винтовых компрессорных станций или реконструируемых с полной или частичной заменой устаревших компрессоров на винтовые машины обустраиваются по существующим нормам и правилам, основные из которых:

1) ширина свободного прохода между установками должна быть не менее 1,5 м;

2) расстояние между стенами здания и установками должно быть не менее 0,7 м;

3) ширина основного прохода вдоль фронта установок должна быть не менее 1,5 м;

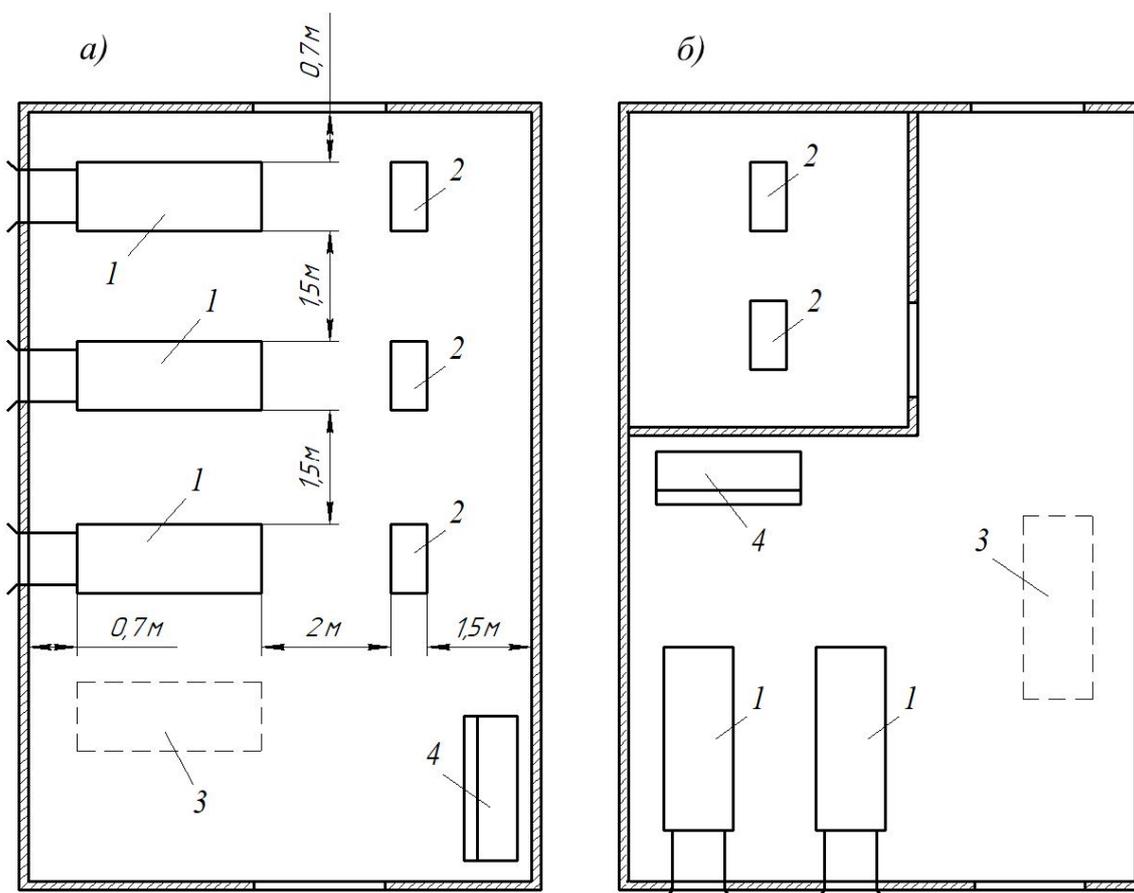
4) при расположении установок в два ряда расстояние между рядами должно быть не менее 2 м;

5) расстояние между установками и щитами управления — 2 м.

Типовая компоновочная схема машинного зала компрессорной станции приведена на рисунке 2.5 а.

Если использовать винтовые компрессорные установки в обычном исполнении без шумоглушающего кожуха, то для уменьшения шумовых нагрузок на оператора целесообразно щиты управления выносить за пределы машинного зала в смежное помещение (см. рис. 2.5 б). Это помещение должно сообщаться непосредственно с машинным залом. При такой компоновке необходимо предусмотреть дополнительные

меры: в машинном зале установить кнопки «Останов», выключатель, исключающий несанкционированный дистанционный пуск, и сирену, предупреждающую о дистанционном пуске, на каждой компрессорной установке.



а) в общем зале; б) с отдельным помещением КИП и А;

1 — винтовой компрессор; 2 — щит управления; 3 — площадка для ремонта;  
4 — слесарный участок

Рисунок 2.5 — Варианты компоновки компрессорной станции

Необходимо предусмотреть теплоудаление из машинного зала с помощью принудительной вентиляции производительностью, равной:

$$Q = 0,92 N / \Delta t, \quad (2.18)$$

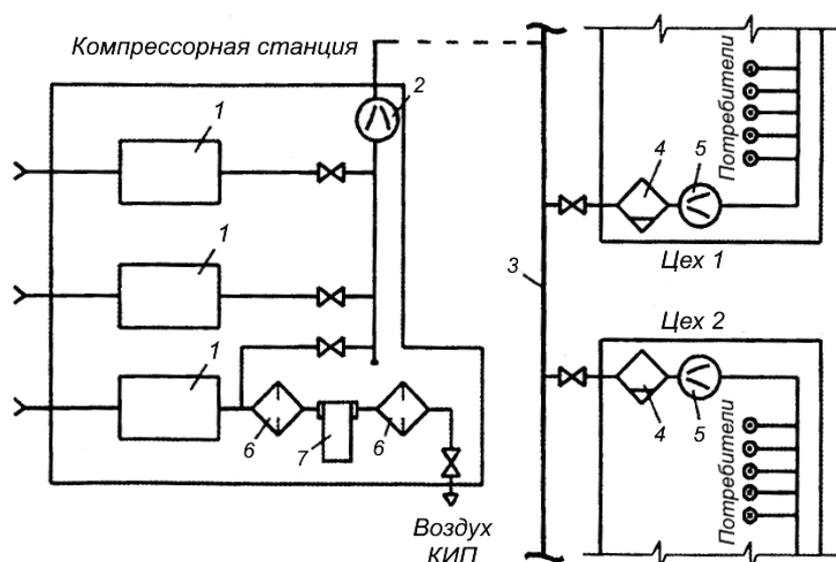
где  $N$  — мощность установки, кВт;

$\Delta t$  — допускаемое повышение температуры в зале, °С.

Всасывание воздуха следует производить извне помещения компрессорной станции. При расположении станции в запыленных

условиях (районы песчаных грунтов с повышенными ветровыми нагрузками, карьеры и т. п.) необходимо производить предварительную очистку воздуха в осадительных воздухоприемниках или фильтр-камерах. Допускается всасывание воздуха внутри помещения при производительности установки не более 3 м<sup>3</sup>/мин, но по согласованию с органами пожарного надзора.

На предприятиях, использующих сжатый воздух повышенной очистки и осушки (так называемый воздух КИП), часть воздуха, произведенного компрессорной станцией, направляют на блок очистки. На схеме (см. рис. 2.6) приведено расположение оборудования для этого случая. Желательно, чтобы для компримирования воздуха и подачи его в блок очистки использовался специально предназначенный компрессор.



1 — винтовые компрессоры, 2 — расходомерный узел; 3 — заводской коллектор; 4 — водоотделитель; 5 — местный расходомер; 6 — воздушные фильтры; 7 — адсорбер

Рисунок 2.6 — Принципиальная схема системы обеспечения предприятия сжатым техническим и осушенным воздухом

При необходимости может быть произведен отбор воздуха из общего коллектора или включение этого компрессора в общую сеть простым переключением вентилей.

## 2.7 Обеспечение теплового режима установок

Винтовые компрессорные установки являются энергетическими машинами, в которых происходит многократное преобразование энергии, сопровождающееся повышением термодинамических параметров рабочего тела, потерями энергии, которые необратимо переходят в тепло. Эти процессы приводят как к нагреву рабочих тел (воздуха и масла), так и нагреву оборудования (приводного электродвигателя, винтового компрессора, бака-маслоотделителя, электродвигателя вентилятора). Отвод тепла производится путем передачи его атмосферному воздуху, поступающему за счет естественной тяги или прокачиваемому с помощью вентилятора через контейнер и через охладители масла и воздуха.

Всасываемый компрессором воздух должен быть без твердых и газообразных примесей. Особенно вредны вызывающие износ частицы грязи и коррозионно-активные газы. В установках, используемых в помещениях с высокой запыленностью, следует устанавливать на входе усиленный воздушный фильтр, при этом необходимо следить за падением давления на предварительном фильтре, которое не должно превышать значений, установленных заводом-изготовителем фильтра.

Холодный воздух, подаваемый для компрессоров, позволяет повысить их производительность, поэтому подвод воздуха к помещению компрессорной установки снаружи здания по отдельному трубопроводу является более эффективным решением, чем использование воздуха, поступающего из нагретого помещения цеха. Для воздухозабора нужно использовать устойчивые к коррозии трубы, оснащенные сеткой, закрывающей впускное отверстие. Конструкция пневмосети должна исключать возможность попадания снега и капель дождя в компрессор.

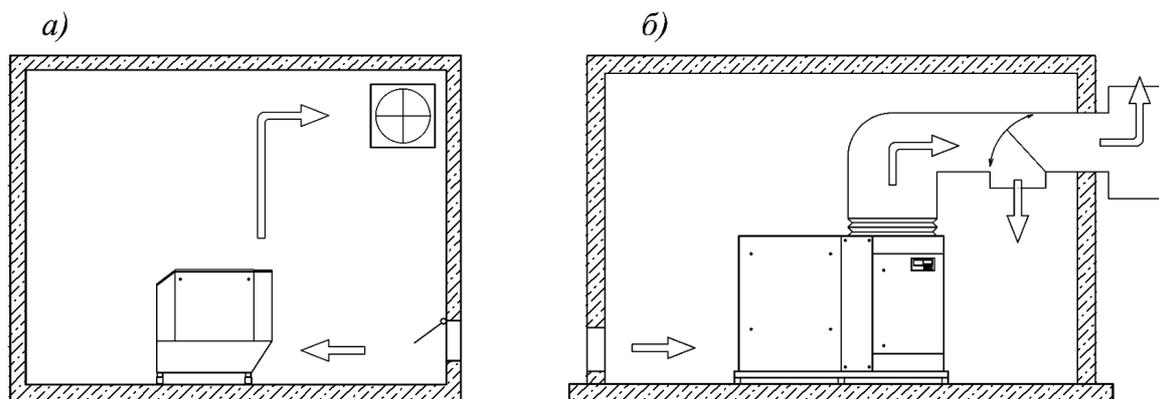
Выбирая тип производственной вентиляционной системы, необходимо учитывать следующие факторы:

- местные климатические условия;
- технологические особенности техники;
- специфику предприятия.

Могут применяться схемы с естественной и принудительной вентиляцией компрессорных залов.

1. *Естественная вентиляция.* Воздухообмен осуществляется благодаря действию законов физики: поступающий в компрессорный зал холодный воздух несколько тяжелее находящегося в зале теплого воздуха, нагретого от работающих компрессоров, поэтому холодный воздух снизу начинает вытеснять теплый воздух в вентиляционное отверстие, и в помещении компрессорной образуется восходящий воздушный поток. Естественная вентиляция пригодна для охлаждения компрессоров мощностью не более 16 кВт. Для лучшего охлаждения компрессорная установка должна располагаться на полу как можно ближе к приточному отверстию, а теплый воздух должен выходить на максимально возможной высоте.

При низкой температуре входящего потока воздуха (ниже  $-2^{\circ}\text{C}$ ) возможно возникновение обледенения воздухопроводов и всасывающих клапанов. Для исключения такого явления могут применяться варианты естественной аэрации с применением закрывающейся заслонки или с рекуперацией теплого воздуха, представленные на рисунке 2.7.



а) с применением закрывающейся заслонки; б) с рекуперацией теплого воздуха

Рисунок 2.7 — Схемы естественной вентиляции помещения компрессорной установки

2. *Принудительная вентиляция.* Обмен воздушных масс с целью охлаждения оборудования осуществляется посредством вентиляторов. Данный метод применяется при работе компрессорных установок мощностью свыше 16 кВт.

Тепловой режим установок с водяным охлаждением обеспечивается уносом водой основного количества тепла с последующей отдачей его в атмосферу в градирнях или бассейнах. Тепло от нагретого оборудования рассеивается в окружающей среде (помещении) и отводится вентиляцией.

Обеспечение теплового режима установок с воздушным охлаждением имеет свою специфику.

Если тепловыделение малых винтовых установок (производительностью до  $10 \text{ м}^3/\text{мин}$ ) можно считать пренебрежимо малым по воздействию на окружающую среду (машинный зал, цех), то для крупных установок это воздействие велико. Например, при работе винтовой компрессорной установки производительностью  $50 \text{ м}^3/\text{мин}$  тепло, выделяемое корпусом электродвигателя, эквивалентно  $15 \text{ кВт}$ , корпусом компрессора —  $6 \text{ кВт}$ , тепло, отводимое в теплообменнике от масла, равно  $250 \text{ кВт}$ , а от сжатого воздуха —  $40 \text{ кВт}$ . Общее тепловыделение работающей установки равно  $311 \text{ кВт}$ . Очевидно, что если такая установка охлаждается воздухом, всасываемым из помещения и нагнетаемым внутрь помещения, то через короткое время температура в помещении достигнет величины, при которой эффективность охлаждения масла резко снизится, нагрев масла превысит допустимую величину ( $105^\circ\text{C}$ ) и произойдет отключение компрессора. Кроме того, высокая температура окружающей среды затрудняет работу обслуживающего персонала. Отсюда вытекает необходимость рациональной организации потока охлаждающего воздуха. Здесь возможны несколько конструктивных схем.

Их схем с принудительной вентиляцией наиболее часто применяется так называемая нагнетательная схема (см. рис. 2.8 *a*). Поток воздуха из контейнера установки направляется вентилятором через теплообменник наружу помещения, не оказывая воздействия на температуру внутри помещения. Недостатком этой схемы является предварительный нагрев воздуха при омывании агрегатов установки (двигателя, компрессора, маслобака). К теплообменнику поступает воздух с температурой на  $3\text{--}5^\circ\text{C}$  выше окружающей среды, что вызывает недоохлаждение масла. Кроме того, расположение нагнетающего вентилятора перед охладителем (по ходу воздуха),

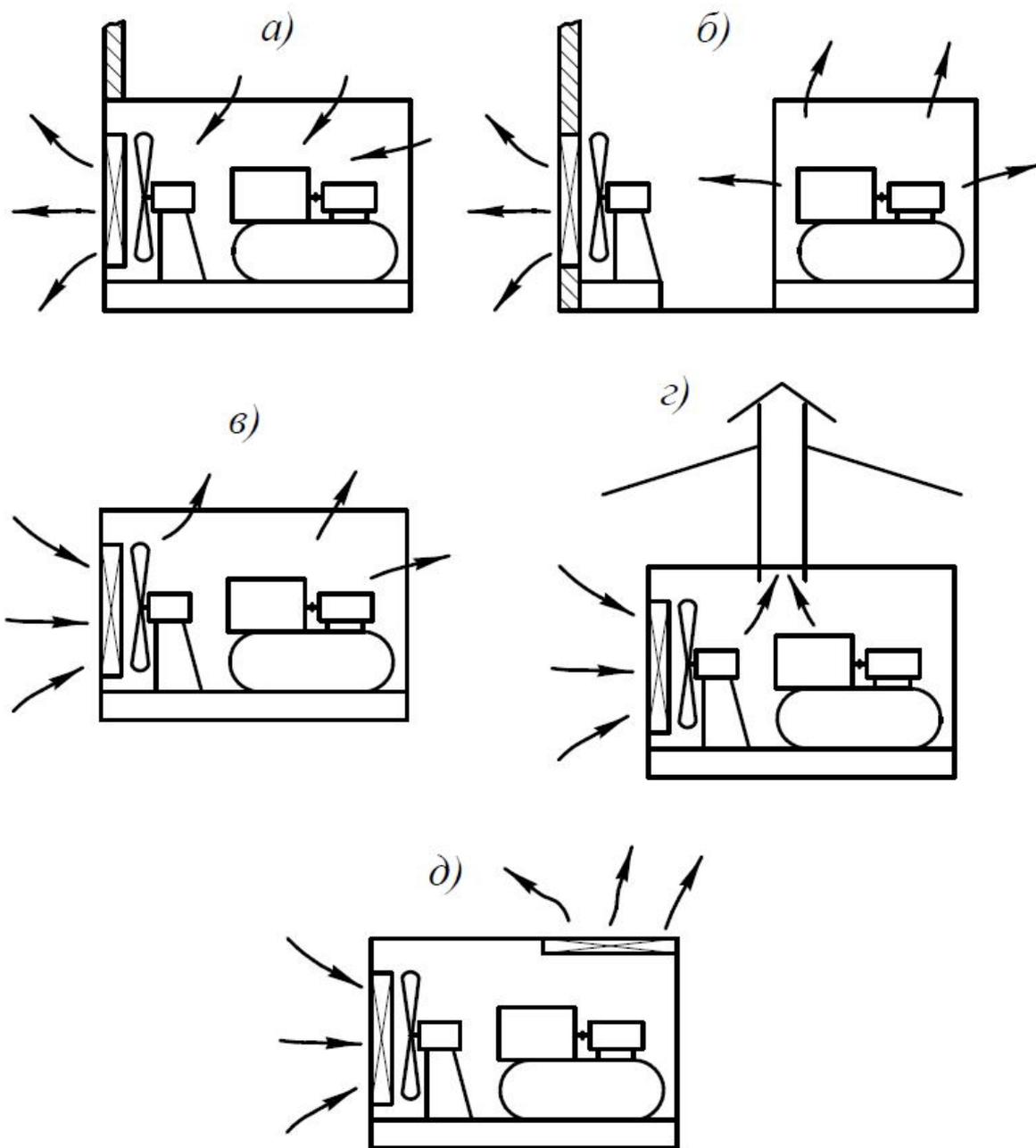
приводит к наличию значительной неравномерности поля скоростей в центральной зоне (из-за влияния электродвигателя) и в углах теплообменника (из-за перехода сечения потока с круга на квадрат). Эффективность теплообменника заметно снижается, особенно в летнее время. Такая схема становится более эффективной, если блок охлаждения вынести из состава установки и встроить в стену помещения (см. рис. 2.8 б). При этом удлиняются трубопроводы и несколько возрастают гидравлические сопротивления.

Превышение потребности воздуха над «базовой» величиной могут обеспечить два регулируемых винтовых компрессора типа ВВ-50/8. Если, например, средняя нагрузка зимой в 2 раза меньше летней (см. рис. 2.8 а), т.е. равна  $275 \pm 25$  м<sup>3</sup>/мин, то в качестве «базовой» принимается нагрузка 250 м<sup>3</sup>/мин, при этом один компрессор К-250 и один ВВ-50/8 отключаются.

Очевидно, что полностью избежать сбросов воздуха не удаётся, т. к. бывают технологические простои, ремонт оборудования потребителей и т. п., но они должны быть минимизированы.

Все приведенные выше рассуждения относятся к более или менее равномерной 3-сменной работе предприятия. Для средних и малых предприятий характерна большая суточная неравномерность, двух- и даже односменная работа. В таких случаях «базовая» нагрузка принимается исходя из суточного (или сменного) графика потребления воздуха. Процедура остается прежней. Существенное отличие состоит в том, что компрессоры, несущие «базовую» нагрузку, должны быть мобильными, т. е. допускать несколько включений в сутки. Это могут быть поршневые, а лучше - винтовые компрессоры. Неравномерную нагрузку сверх «базовой» и в этом случае должны обеспечивать винтовые компрессоры.

Для систем с малым потреблением воздуха в качестве «базовой» нагрузки можно принять максимальный уровень потребления (см. рис. 2.8 в).



*а), б) — нагнетательные; в), г), д) — приточные*

Рисунок 2.8 — Схемы вентиляции и охлаждения винтовых компрессорных установок

Например, если средний уровень равен  $30 \text{ м}^3/\text{мин}$ , неравномерность  $\pm 20 \text{ м}^3/\text{мин}$ , то «базовый» уровень принимают равным  $50 \text{ м}^3/\text{мин}$  и обеспечивают его установкой ВВ-50/8 с регулированием.

Может оказаться удобным в данном случае вариант параллельной работы двух винтовых компрессоров ВВ-32/8 или ВВ-25/8, один из

которых всегда можно отключить при уменьшении потребления воздуха. Для сглаживания неравномерности подачи воздуха полезна установка ресивера.

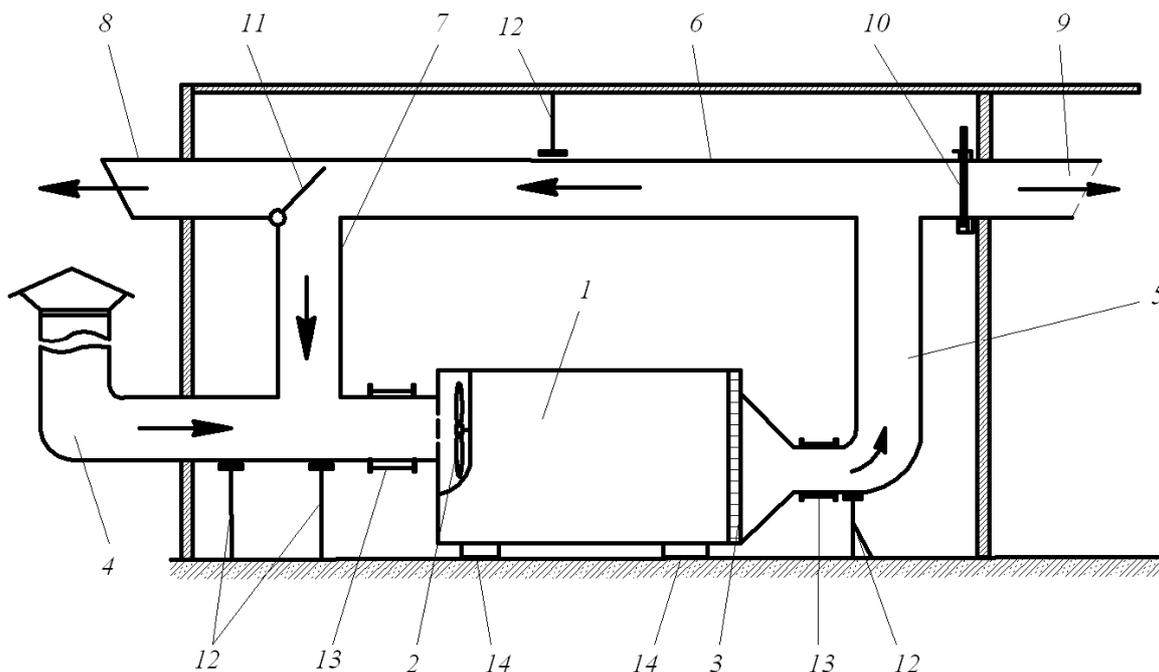
Более рациональна приточная схема (см. рис. 2.8 в), в которой атмосферный воздух всасывается вентилятором через теплообменник, а затем омывает агрегаты контейнера. На входе в теплообменник обеспечивается равномерное поле скоростей, что улучшает отвод тепла. Нагретый воздух попадает в помещение и выводится за счет естественной или принудительной вентиляции. Возможен также отвод нагретого воздуха из контейнера по стояку к фонарю на крыше помещения (см. рис. 2.8 г). Следует иметь в виду, что при прохождении через маслоохладитель воздух значительно нагревается и, особенно в летнее время, температура внутри контейнера может достичь 60°C и более, что может отрицательно повлиять на работу электрооборудования.

Представляет интерес схема организации потока охлаждающего воздуха, приведенная на рисунке 2.8 д. В боковой стенке контейнера вмонтированы регулируемые жалюзи, а теплообменник установлен в потолке. Всасываемый в контейнер воздух вентилирует внутреннюю полость, а за счет снижения скорости перед входом в маслоохладитель создается равномерное поле скоростей, способствующее повышению эффективности охлаждения.

Выбор наиболее рациональной схемы из приведенных на рисунке 2.8 решается в каждом конкретном случае в зависимости от типа и размеров компрессорного зала или помещения, наличия вентиляции, системы обратного водоснабжения, климатической зоны и других факторов.

Все схемы путем дополнительного устройства воздуховодов и шиберов могут быть трансформированы для отопления помещения в зимнее время. При этом используется теплообменник, охлаждающий масло как калорифер (в некоторых конструкциях и сжатый воздух).

Одно из возможных решений приведено на рисунке 2.9. Атмосферный воздух всасывается вентилятором через входной воздуховод.



1 – компрессорный агрегат; 2 – вентилятор;  
 3 – теплообменник; 4 – всасывающий патрубок; 5 – нагнетательный  
 патрубок; 6 – воздухопровод; 7 – перепускной патрубок; 8 – выхлоп в  
 атмосферу; 9 – подача горячего воздуха на отопление; 10 – шибер;  
 11 – заслонка; 12 – опоры; 13 – гибкие соединения; 14 – резинометаллические  
 амортизаторы

Рисунок 2.9 – Схема организации потока охлаждающего воздуха компрессорной станции

Запыленность и загрязненность воздуха не должны превышать допустимые нормы. Поток воздуха, прошедший через блок охлаждения компрессорной станции и подогретый в нем в холодное время года, через шибер направляется для обогрева помещения компрессорной станции и для обогрева других производственных и бытовых помещений. Для облегчения пуска установки в зимнее время следует направлять часть нагретого воздуха на всасывание вентилятора. Температура всасываемого вентилятором воздуха контролируется термометром. Таким образом, можно использовать до 80% энергии в тепловом эквиваленте, потребляемой станцией.

В теплое время года, когда нет необходимости обогревать производственные помещения, поток подогретого воздуха следует

направлять за пределы помещения компрессорной станции. Регулирование направления и величины подачи потока подогретого воздуха по воздуховодам осуществляется с помощью поворотных заслонок и шиберов. Положение заслонок фиксируется с помощью тяг.

Присоединение воздуховодов к станции производится через эластичные вставки, которые крепятся прижимными ответными фланцами к контейнеру станции со стороны вентилятора и блока охлаждения. Воздуховоды должны быть установлены на опорах. Проходное сечение воздуховода должно быть не менее площади сечения заборного отверстия вентилятора станции.

## 2.8 Расчет баланса тепла компрессорной станции с винтовыми маслозаполненными компрессорами

Полная мощность, потребляемая винтовой компрессорной установкой:

$$N_{КУ} = N_i + N_{мех} + N_{из} + N_{вент}, \quad (2.19)$$

где  $N_i$  — индикаторная мощность, расходуемая на сжатие воздуха;

$N_{мех}$  — мощность механических потерь в компрессоре (в подшипниках, в винтовой паре);

$N_{из}$  — мощность, эквивалентная количеству тепла, отведенного через корпус машины вследствие лучеиспускания и конвекции (2 - 3% от мощности компрессора).

$N_{вент}$  — мощность, потребляемая вентилятором системы маслоохлаждения ( $N_{вент} \approx 4,0$  кВт).

3. Индикаторная мощность (кВт), расходуемая на сжатие:

$$N_i = \frac{V_g p_g}{6120} \left[ \left( \frac{k}{k-1} - \frac{m_1}{m_1-1} \right) \cdot \varepsilon^{\frac{m_1-1}{m_1}} + \frac{m_2}{m_2-1} \varepsilon^{\frac{m_2-1}{m_2}} - \left( \frac{k}{k-1} - \frac{m_1}{m_1-1} + \frac{m_2}{m_2-1} \right) \right], \quad (2.20)$$

где  $V_g$  — действительная объемная производительность компрессора, м<sup>3</sup>/мин;

$p_g$  — давление в камере всасывания, равное  $1,08 \cdot 10^4$ , Па (Н/м<sup>2</sup>);

$k$  — показатель адиабаты для воздуха,  $k = 1,4$ ;

$m_1$  — средний показатель "политропы" для маслоохлаждения компрессора,  $m_1 = 1,58$ ;

$m_2$  — средний показатель политропного процесса при условии сжатия воздуха до давления  $p_k$  и температуры  $T_H$ :

$$m_2 = \frac{\ln \varepsilon}{\ln \varepsilon - \ln \frac{T_H}{T_\varepsilon}}, \quad (2.21)$$

где  $\varepsilon$  — общая степень сжатия винтового компрессора, принята равной  $\varepsilon = 7$ .

Количество тепла (кВт), отводимое с маслом:

$$Q_{m.om} = \frac{G_\varepsilon C_{p,\varepsilon} T_\varepsilon}{k} \left[ \frac{m_1 - k}{m_1 - 1} \left( \varepsilon^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right) + \frac{k - m_1}{m_1 - 1} \left( \varepsilon^{\frac{m_2 - 1}{m_2}} - 1 \right) \right], \quad (2.22)$$

где  $G_\varepsilon$  — массовая производительность компрессора, кг/мин;

$$G_\varepsilon = V_\varepsilon \rho_\varepsilon, \quad (2.23)$$

$\rho_\varepsilon$  — плотность воздуха при нормальных условиях, равная  $\rho_\varepsilon = 1,23$  кг/м<sup>3</sup>;

$C_{p,\varepsilon}$  — удельная теплоемкость воздуха, равная

$$C_{p,\varepsilon} = 1,02 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}};$$

$T_\varepsilon$  — абсолютная температура всасываемого воздуха, равная  $T_\varepsilon = 293^\circ K$  (по Цельсию  $t_\varepsilon = 20^\circ C$ ).

5. Количество тепла (кВт), уносимое воздухом в пневмосеть:

$$Q_\varepsilon = C_{p,\varepsilon} G_\varepsilon (t_{\varepsilon \text{ вых}} - t_{\varepsilon \text{ вх}}), \quad (2.24)$$

где  $t_{\varepsilon \text{ вых}}$  — температура сжатого воздуха на выходе, равная  $t_{\varepsilon \text{ вых}} = 90^\circ C$ ;

$t_{\varepsilon \text{ вх}}$  — температура сжатия воздуха на входе, равная  $20^\circ C$ .

6. Мощность механических потерь (кВт):

$$N_{\text{мех}} = N_i \left( \frac{1}{\eta_{\text{мех}}} - 1 \right), \quad (2.25)$$

где  $\eta_{\text{мех}}$  — к.п.д. механических потерь ( $\eta_{\text{мех}} = 0,965$ ).

7. Мощность, эквивалентная количеству тепла, отведенного через корпус машины вследствие лучеиспускания и конвекции (кВт):

$$Q_{\text{из}} = N_{\text{из}} = 0,02 Q_{\text{м.отв}}. \quad (2.26)$$

8. Тепло, отданное в окружающую среду от вентилятора (кВт):

$$Q_{\text{в}} = 0,1 \cdot 4 = 0,4 \text{ кВт}. \quad (2.27)$$

Таким образом, для маслозаполненных винтовых компрессоров с воздушным охлаждением масла общее количества тепла, выделяемого в помещении компрессорной станции, определится по формуле (2.19).

## **2.9 Расчет вентиляции компрессорной станции и выбор вентилятора**

В соответствии с СН 245-63 компрессорные станции должны быть оборудованы естественной вентиляционной системой, а также механизмами принудительного воздухообмена. Вентиляционная система должна обеспечивать микроклимат, показатели которого должны соответствовать нормативным документам, главным из которых является СНиП 41-01-2003. При невыполнении требований нормативных документов неправильный воздухообмен отрицательно сказывается на здоровье и самочувствии обслуживающего персонала. Температурные скачки негативно отражаются на работе контрольно-измерительной аппаратуры. Неудовлетворительная вентиляция компрессорной приводит нарушению требований пожарной безопасности и к перегреву приводных двигателей, что отрицательно сказывается на продолжительности периода эксплуатации компрессорных установок.

В соответствии с требованиями Госгортехнадзора № 36 от 26.02.2009 высота компрессорного помещения должна быть не менее 4 м, а расстояние между компрессорами для свободного доступа к ним для выполнения ремонтных работ должно быть не менее 1,5 м.

Площадь поперечного сечения воздуховода для вентиляционной системы компрессорной установки может быть определена по формуле:

$$F_6 = \frac{Q_{ov}}{3600 \cdot v_{ov}}, \quad (2.28)$$

где  $Q_{ov}$  — потребность компрессора в количестве охлаждающего воздуха, м<sup>3</sup>/час (указывается в техническом паспорте компрессора);

$v_{ov}$  — скорость движения охлаждающего воздуха в воздуховоде (рекомендуемая Atlas Copco скорость охлаждающего воздуха не должна превышать 4 м/с).

К примеру, для компрессора Dalva Kompressoren модели Evoluto 55 необходим поток охлаждающего воздуха 11160 м<sup>3</sup>/час при скорости движения 4 м/с. Минимально необходимая площадь поперечного сечения воздуховода составит:

$$F_6 = \frac{11160}{3600 \cdot 4} = 0,775 \text{ м}^2.$$

Если производитель компрессора не указал необходимую величину потребности компрессора в охлаждающем воздухе, то (согласно рекомендации [7]) количество воздуха для охлаждения можно приближенно определить по формуле:

$$q_{ov} = \frac{P_v}{1,12 \Delta T}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.29)$$

где  $P_v$  — тепловой поток, кВт;

$\Delta T$  — допустимое повышение температуры (°C).

При этом следует учитывать, что при применении компрессоров с воздушным охлаждением воздух системы вентиляции содержит в тепловой форме почти 100 % энергии, потребляемой электродвигателем, а при использовании компрессоров с водяным охлаждением в воздух выделяется приблизительно 10 % энергии, потребляемой электродвигателем [7].

Как пример, рассчитаем необходимую величину потребности в охлаждающем воздухе при использовании компрессора ВВ-50/8М с мощностью привода  $N_n = 285$  кВт при наличии водяного охлаждения.

Допустимое повышение температуры воздуха в помещении  $\Delta T$  примем  $10^\circ\text{C}$ . С учетом того, что при использовании водяного охлаждения компрессора на нагрев воздуха уходит 10 % мощности электродвигателя, получим:

$$q_{ос} = \frac{0,1 P_v}{1,12 \Delta T} = \frac{0,1 \cdot 285}{1,12 \cdot 10} = 2,545 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Рекомендуется использовать вентиляторы, рассчитанные на работу с перепадом давления в воздуховоде, на решетке в наружной стене и при наличии других возможных местных сопротивлений. Кроме того, вентиляторы должны быть работоспособными при повышенной температуре воздуха в помещении компрессорной до  $100^\circ\text{C}$ , а системы их управления должны быть оборудованы термодатчиками, обеспечивающими включение вентилятора при превышении температуры на  $7...10^\circ\text{C}$  выше нормальной температуры воздуха в помещении компрессорной станции.

Для использования в системе вентиляции компрессорной станции в полной мере подходят осевые вентиляторы типа ВО 13-284-ДУ, предназначенные для работы в условиях высоких температур (до  $+600^\circ\text{C}$  в течение 120 минут) в вытяжных вентиляционных системах для удаления дымовоздушных смесей, образующихся при пожарах.

Технические характеристики вентиляторов типа ВО 13-284-ДУ приведены в Приложении Б. Для условий охлаждения компрессора ВВ-50/8М с мощностью привода  $N_n = 285$  кВт и расчетной величиной потребности в охлаждающем воздухе  $2,545 \text{ м}^3/\text{с}$  может быть выбран вентилятор с производительностью  $2,0 - 3,9 \text{ м}^3/\text{с}$  типа ВО 13-284-6/25°-6,3 ДУ (расшифровка обозначения: ВО 13-284 — марка осевого вентилятора; 6/25° — 6 лопаток на рабочем колесе / установочный угол наклона лопаток  $25^\circ$ ; 6,3 — диаметр рабочего колеса в дм (1 дм = 10 см); ДУ — вентилятор дымоудаления).

При выборе вентилятора, помимо значений его производительности и габаритных размеров, необходимо учитывать величину полного давления, которое может создавать вентилятор. Она должна превышать на  $100-150$  Па сопротивление воздуховода движению воздушного потока.

### ***Контрольные вопросы***

1. Что понимается под пневмоэнергетическим комплексом предприятия?
2. Какие три основные схемы воздухоснабжения используются при организации пневмосети промышленных предприятий?
3. Какая схема более выгодна с экономической точки зрения — централизованная или локальная?
4. В чем отличие понятий: "потребность сжатого воздуха" и "производительность компрессорной станции"?
5. Как определяется суммарный максимальный расход сжатого воздуха на промышленном предприятии?
6. Как определяется коэффициент загрузки рабочих компрессоров?
7. Как выбирается количество и производительность резервных компрессоров компрессорной станции?
8. Сформулируйте основные требования по компоновке машинного зала.
9. Каким образом обеспечивается нормальный тепловой режим компрессорных установок?
10. Опишите схемы естественной вентиляции компрессорного зала с применением закрывающейся заслонки и рекуперацией теплого воздуха.
11. Опишите нагнетательные и приточные схемы принудительной вентиляции компрессорного зала.
12. С какой целью проводится расчет баланса тепла компрессорной станции?
13. Как выбирается вентилятор для охлаждения компрессорной станции?

## Глава 3

### РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СЕТЕЙ СЖАТОГО ВОЗДУХА ПОВЕРХНОСТНЫХ ПЭК

#### 3.1 Методические указания к выполнению проекта пневмосети

Исходным документом для выполнения работ является проектное задание, включающее генеральный план предприятия, характеристики потребителей сжатого воздуха и другие исходные данные. Выбор проектного решения во многом определяется местоположением компрессорной станции, типом и конфигурацией схемы пневмосистемы. Прежде всего, необходимо определить местоположение КС, используя для этого генеральный план предприятия с указанием координат потребителей сжатого воздуха и величин потребления.

При выборе площадки для сооружения КС исходят из того, что станция должна размещаться вблизи от наиболее крупного потребителя. Координаты КС как центра нагрузок могут быть вычислены аналогично определению центра масс системы материальных точек (см. рис. 3.1) при решении системы уравнений (3.1) относительно неизвестных  $x_c$  и  $y_c$ :

$$\left. \begin{aligned} \sum V_i (x_i - x_c)^2 &= 0 \\ \sum V_i (y_i - y_c)^2 &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (3.1)$$

где  $V_i$  — расход воздуха  $i$ -тым потребителем;

$x_c, y_c$  — координаты КС;

$x_i, y_i$  — координаты потребителей ( $i = 1, \dots, n$ ).

Строго говоря, определение центра нагрузок по приведенным формулам весьма приближенное, т. к. основано на вычислении кратчайших расстояний между КС и потребителями. На самом деле прокладка пневмотрасс производится по ломаным линиям. Это обстоятельство может быть учтено внесением коэффициентов, учитывающих действительную длину воздухопроводов, проложенных до каждого потребителя.

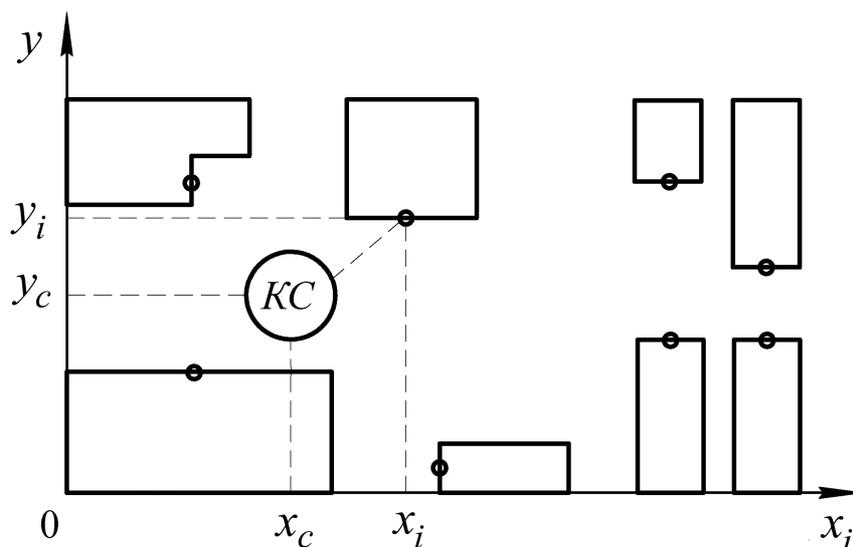


Рисунок 3.1 — К определению местоположения КС

Если производится модернизация системы воздуховодов на предприятии, то на основе технико-экономического анализа решается вопрос об использовании существующей компрессорной станции или сооружении новой.

На первом этапе осуществляется разработка принципиальной схемы пневмосистемы. При этом необходимо выполнить следующие подготовительные работы:

- анализ планировки предприятия, группировка потребителей;
- выбор типа схемы пневмосистемы („древовидная“, кольцевая, комбинированная);
- определение параметров сжатого воздуха для каждого крупного потребителя или группы (допустимое давление, температура, запыленность, влажность);
- трассировка пневмопроводов (прокладка пневмопроводов над землей, в траншеях, внутри или вне помещений);
- выбор мест расположения ресиверов, задвижек, предохранительных клапанов, продувочных и дренажных вентилей, расходомерных устройств и др.

По результатам подготовительного этапа составляется в изометрии схема воздухопроводной сети с нанесением длин участков, расходов воздуха и мест установки необходимой арматуры.

На втором этапе выполняется расчет пневмосети, состоящий из следующих частей:

- гидравлический расчет;
- расчет понижения температуры воздуха при его движении по трубам к потребителям;
- расчет влажности воздуха и влагоотделения.

В качестве исходных данных задаются:

- производительность (нагрузка) компрессорной станции;
- расходы воздуха всеми потребителями (цехами);
- принципиальная схема системы воздухоснабжения;
- компоновочная схема с реальными размерами и конфигурацией пневмосистемы;
- условия прокладки воздухопроводов (надземные, в траншеях, в помещениях, наличие теплоизоляции и т. п.);
- диапазоны изменения окружающих температур;
- требования по фильтрации и степени осушки воздуха.

После завершения расчетов выполняют разработку рабочих чертежей проектного решения пневмосети предприятия.

### **3.2 Гидравлический расчет**

Целями расчета являются:

- выбор диаметров воздухопроводов;
- определение потерь давления на гидравлическое сопротивление;
- определение температуры воздуха у потребителей;
- определение влагосодержания воздуха у потребителей.

Методические указания к содержанию гидравлического расчета пневматической сети состоят в следующем. Вначале для выбранной схемы пневмосети производится определение расходов сжатого воздуха на отдельных ее участках. При этом используются результаты расчетов потребности в сжатом воздухе для отдельных цехов. Расходы принимаются с учетом потерь воздуха по участкам. Коэффициент потерь принимается равным от 1,1 до 1,25 в зависимости от протяженности участка, количества соединений труб, наличия арматуры, дренажных и продувочных вентилях. Скорость движения воздуха в трубопроводах

принимается равной не более 25 м/с, а для удаленных потребителей не более 8–12 м/с. Для воздухопроводов малых диаметров (менее 25 мм) скорость принимается равной 4–8 м/с.

Диаметры трубопроводов определяются исходя из принятых скоростей движения воздуха. При «древовидной» схеме пневмосистемы центральный коллектор проектируется со ступенчато уменьшающимся диаметром трубопровода по ходу разбора воздуха. При кольцевой схеме коллектор принимается с постоянным по длине диаметром, величина которого рассчитывается для расхода, равного 70 % от суммарного расхода всеми потребителями, подключенными к кольцу.

На следующем этапе рассчитываются гидравлические потери, что необходимо для определения давления сжатого воздуха на входе к каждому потребителю. Движение воздуха по магистралям сопровождается трением о стенки трубопроводов, потерями энергии на преодоление местных сопротивлений (поворотов, сужений, расширений, запорных органов арматуры и т. п.). Давление вдоль потока падает, уменьшается его плотность, а скорость увеличивается.

Суть расчета состоит в вычислении потерь давления на каждом из участков пневмосети. Участки выбирают между каждыми двумя последовательно расположенными точками отбора сжатого воздуха. Каждый участок трубопровода имеет постоянные диаметр  $d$  и длину  $l$ . В качестве первого приближения вместо  $p_{cp}$  можно подставлять известную величину давления в начале участка. Определив потерю давления на  $j$ -м участке, далее вычисляется давление в конце этого участка, которое принимается равным давлению в начале  $i+1$  участка трубопровода, и затем для очередного участка производятся все вычисления, приведенные выше, для каждой ветви до каждого конечного потребителя. Если разница давлений на концах участка не превышает 5% от средней величины давления, то можно пренебречь сжимаемостью воздуха и пользоваться формулами гидравлики, т. е. считать плотность воздуха постоянной.

Потери давления на участке складываются из потерь на трение и местных сопротивлений:

$$\Delta p_z = \Delta p_{тр} + \sum \Delta p_m, \text{ Н/м}^2. \quad (3.2)$$

Формулы для составляющих потерь имеют вид:

$$\Delta p_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2}, \text{ Н/м}^2, \quad (3.3)$$

$$\Delta p_m = \zeta \cdot \rho \frac{v^2}{2}, \text{ Н/м}^2, \quad (3.4)$$

где  $v$  — скорость в трубопроводе,

$\lambda$  — коэффициент гидравлического трения, который определяется по справочным данным в зависимости от числа Рейнольдса  $Re = v_i d_i / \nu_i$  и относительной шероховатости труб;

$\zeta$  — коэффициент местного сопротивления (определяется по справочным данным);

$\rho$  — средняя плотность воздуха на участке,  $\rho = p_{cp} / (RT)$ .

Обычно потери в местном сопротивлении выражают в виде потерь на трение на эквивалентном участке прямой трубы длиной  $l_3$ , определяемой из условия:

$$l_3 = \zeta \frac{d_i}{\lambda}, \text{ м.} \quad (3.5)$$

Величины  $l_3$  определяют по таблице 3.1.

Таблица 3.1– Длины труб, эквивалентные местным сопротивлениям, м

Участки местных сопротивлений	Диаметр трубопровода, мм					
	25	50	100	150	200	250
Нормальное колено	0,5	1	1,7	2,5	3,2	4
Тройник	2	4	10	15	20	32
Лирообразный компенсатор	1,8	4	9,5	14,5	20	27
Задвижки	0,3	0,5	1,5	2,5	3,5	5
Проходной вентиль	6	13	31	50	75	100
Угловой вентиль	5	10	20	32	45	61
Обратный клапан	1,6	3,2	7,5	12,5	16	24

С учетом этого суммарные потери давления на  $i$ -м участке равны:

$$\Delta p_z = \frac{\lambda_i}{d_i} \rho_i \frac{v_i^2}{2} \left( l_i + \sum l_{i, экв} \right), \text{ Н/м}^2. \quad (3.6)$$

Если после учета гидравлических потерь полученные значения давлений для потребителей допустимы, расчет прекращается. Если на каком-либо участке потери давления велики и приводят к недопустимому снижению давления у потребителя, то снижают потери за счет увеличения диаметра трубопровода или (и) уменьшают местные сопротивления, устраняя крутые повороты, сужения и т. п.

В целях сокращения времени на проектирование пневмосети расчеты следует выполнять в первую очередь для критической ветви с наибольшей протяженностью и наибольшим количеством местных сопротивлений. После получения удовлетворительных результатов для критической ветви выполняют расчеты остальных ветвей и участков.

В справочной литературе по гидравлике и пневматике предлагается ряд аналитических зависимостей и номограмм для определения  $\lambda$ . Для расчета воздухопроводов рекомендуется формула:

$$\lambda_2 = 0,11 \left( \frac{k_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (3.7)$$

которая для случая течения в шероховатых трубах при турбулентном режиме приводится к упрощенному виду:

$$\lambda_2 = 0,11 \left( \frac{k_3}{d} \right)^{0,25}. \quad (3.8)$$

Коэффициент шероховатости трубы — это численный показатель, характеризующий сопротивление, оказываемое трубой прохождению потока воздуха.

Значения коэффициента шероховатости для разных видов труб и их технического состояния получены эмпирическим путем в результате проведения лабораторных исследований.

При задании величины шероховатости следует руководствоваться таблицей 3.2.

Для примера произведем вычисление коэффициента сопротивления трения. Пусть участок пневмосети *A - B* имеет трубопровод диаметром 140 мм, длиной 100 м и местные сопротивления — обратный клапан и задвижку (ресивером пренебрегаем).

Эквивалентная длина трубопровода с учетом данных таблицы 3.2 равна  $l_{э1-2} = 100 + 12,5 + 2,5 = 115$  м.

Таблица 3.2 — Значение эквивалентной абсолютной шероховатости  $k_э$  стальных труб

Трубы	Состояние труб	$k_э, мм$
Бесшовные	Новые	0,01–0,02
	После нескольких лет эксплуатации	0,015–0,3
Сварные	Новые	0,03–0,1
	После чистки	0,1–0,2
	Умеренно заржавевшие	0,3–0,7
	Старые заржавевшие	0,8–1,5
	Сильно заржавевшие или с отложениями	2–4

Коэффициент сопротивления трения, вычисленный по формуле (3.8):

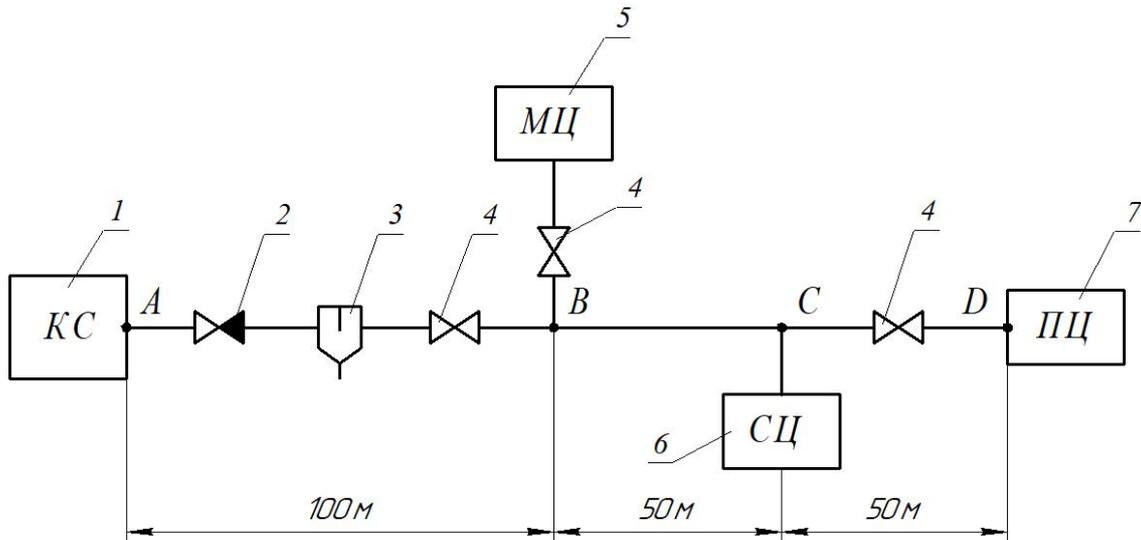
$$\lambda_2 = 0,11 \left( \frac{0,8}{140} \right)^{0,25} = 0,03.$$

### 3.3 Порядок расчета пневмосети

Порядок приближенного инженерного расчета пневмосети рассмотрим на конкретном примере.

*Пример.* Рассчитать пневмосеть, схема которой приведена на рисунке 3.2.

Схема соответствует рассмотренным в главе 2 примерам расчета компрессорной станции механического завода, где потребители — механический, сборочный и покрасочный цеха (позиции 5, 6 и 7). Расчет потребности сжатого воздуха выполнен в примере 2 п. 2,3, а подбор компрессоров — в примере 3 п. 2.4.



1 — компрессорная станция; 2 — обратный клапан; 3 — ресивер; 4 — задвижки; 5 — механический цех; 6 — сборочный цех; 7 — покрасочный цех

Рисунок 3.2 — Расчетная схема сети сжатого воздуха (для примера)

Расчет сети выполняется в следующем порядке:

1. Определяются расходы по участкам сети  $A-B$ ,  $B-C$ ,  $C-D$ . Расчет ведется с конца самого длинного участка от точки  $D$ . Следует руководствоваться правилом: если узловая точка относится к одному потребителю, то для нее в качестве расчетной производительности принимается значение максимально длительного потребления, если же это точка разветвлена на несколько потребителей, то потребление находят суммированием максимально длительного потребления самого крупного потребителя и средних значений остальных потребителей.

Используя данные таблицы 2.3, получаем:

$$V_{C-D} = \frac{42,47}{60} \cdot 1,4 = 0,99 \text{ м}^3/\text{мин};$$

$$V_{B-C} = \frac{1}{60} (330,74 \cdot 1,4 + 42,47) = 8,43 \text{ м}^3/\text{мин};$$

$$V_{A-B} = \frac{1}{60} (1959,84 \cdot 1,4 + 330,74 + 42,47) = 51,95 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Максимальные массовые расходы воздуха по участкам определяем для нормальных условий ( $\rho_n = 1,293 \text{ кг/м}^3$ ):

$$m_{C-D} = \frac{V_{C-D}}{60} \rho_n = \frac{0,99}{60} 1,293 = 0,02 \text{ кг/с};$$

$$m_{B-C} = \frac{V_{B-C}}{60} \rho_n = \frac{8,43}{60} 1,293 = 0,18 \text{ кг/с};$$

$$m_{A-B} = \frac{V_{A-B}}{60} \rho_n = \frac{51,95}{60} 1,293 = 1,12 \text{ кг/с}.$$

2. Определяем внутренние диаметры трубопроводов, задавшись скоростями по участкам:  $v_{C-D} = 4 \text{ м/с}$ ,  $v_{B-C} = 8 \text{ м/с}$  и  $v_{A-B} = 10 \text{ м/с}$  по формуле:

$$d_{\text{вн}i} = \sqrt{\frac{4m_i}{\pi \rho_{\text{ср}} v_i}}, \text{ м.} \quad (3.9)$$

Для всех участков принимаем среднюю плотность сжатого воздуха, определенную для условий  $\rho = 7 \text{ кг/см}^2$ ,  $t_{\text{ср}} = 20^\circ\text{C}$ :

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{p}{R T_{\text{ср}}} = \frac{7 \cdot 10^4}{29,27 \cdot 293} = 8,16 \text{ кг/м}^3. \quad (3.10)$$

После вычислений получим значения:  $d_{\text{вн}1} = 0,131 \text{ м}$ ,  $d_{\text{вн}2} = 0,059 \text{ м}$ ,  $d_{\text{вн}3} = 0,0279 \text{ м}$ . Округляя до ближайших стандартизованных значений, окончательно принимаем диаметры труб соответственно 140, 60 и 30 мм.

Выполнив аналогичные вычисления, получаем значения диаметров труб ответвлений: до механического цеха — 90 мм, до сборочного — 50 мм и до малярного цеха — 30 мм.

3. Расчет гидравлического сопротивления сети обычно производится с использованием номограмм. Здесь приведен приближенный расчет с использованием упрощенных зависимостей для коэффициента гидравлического трения для турбулентного течения в шероховатых трубах.

Местные сопротивления сети (отводы, колена, сужения, расширения, арматура и т. п.) заменяются участками труб с

эквивалентной длиной (см. таблицу 2.5). При отсутствии в таблице требуемого диаметра принимается его ближайшее значение.

Таблица 2.5 — Длины труб, эквивалентные местным сопротивлениям, м

Участки местных сопротивлений	Диаметр трубопровода, мм					
	25	50	100	150	200	250
Нормальное колено	0,5	1	1,7	2,5	3,2	4
Тройник	2	4	10	15	20	32
Лирообразный компенсатор	1,8	4	9,5	14,5	20	27
Задвижки	0,3	0,5	1,5	2,5	3,5	5
Проходной вентиль	6	13	31	50	75	100
Угловой вентиль	5	10	20	32	45	61
Обратный клапан	1,6	3,2	7,5	12,5	16	24

Расчет гидравлического сопротивления сети сводится к вычислению потерь на трение воздуха, движущегося с заданными скоростями в трубах различного диаметра и длины. Величина потерь давления на каждом участке вычисляется по формуле:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2g}, \text{ Н/м}^2, \quad (3.11)$$

где  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения;

$l$  — длина участка трубопровода, м,

$d$  — внутренний диаметр трубы, м,

$\rho$  — плотность воздуха в трубе, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  — скорость воздуха в трубе, м/с.

Коэффициент трения  $\lambda$  в общем случае зависит от шероховатости внутренней поверхности трубы и от режима течения. Шероховатость трубы определяется эквивалентной абсолютной  $k_s$  (мм) или относительной  $k_s/d$  величиной. Режим течения определяется числом Рейнольдса  $Re$ . Таким образом:

$$\lambda = f\left(\frac{k_э}{d}, Re\right), \quad (3.12)$$

где  $k_э$  — эквивалентная шероховатость, мм;

$d$  — внутренний диаметр трубы, мм.

Число Рейнольдса вычисляется по формуле:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (3.13)$$

где  $v$  — скорость потока в трубе, м/с;

$\nu$  — кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с.

Определение вязкости представляет собой некоторые трудности, т. к.  $\nu$  имеет сложную зависимость от давления и температуры. Учитывая приближенность данного расчета, можно использовать эмпирическую формулу:

$$\nu \approx (13,2 + 0,09 \cdot t) \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (3.14)$$

где  $t$  — температура воздуха в трубе, °С.

Потери давления по формуле (3.11):

$$\Delta p_{A-B} = 0,03 \frac{115}{0,14} \cdot 8,16 \cdot \frac{100}{2 \cdot g} = 1025 \text{ Н/м}^2 = 0,1025 \text{ кгс/см}^2. \quad (3.15)$$

Аналогичные вычисления для участков  $B-C$  и  $C-D$  приводят к следующим результатам:

$$\Delta p_{B-C} = 821 \text{ Н/м}^2,$$

$$\Delta p_{C-D} = 546 \text{ Н/м}^2.$$

Суммарная величина потерь давления в воздуховоде между компрессорной станцией и наиболее удаленным покрасочным цехом ( $A-D$ ) равна:

$$\sum \Delta p = 1025 + 821 + 546 = 2392 \text{ Н/м}^2.$$

Давление воздуха на входе в малярный цех:

$$p_D = p_k - \sum \Delta p = 70000 - 2392 = 67608 \text{ Н/м}^2,$$

что является допустимым.

Далее аналогичным образом могут быть найдены расходы, диаметры труб, а также потери давления на ответвлениях к механическому и сборочному цехам.

### **3.4 Особенности проектирования сетей сжатого воздуха**

Сети сжатого воздуха представляют собой систему воздухопроводов, по которым осуществляется подача сжатого воздуха от компрессорной станции к потребителям. Сети изготавливаются из стальных труб разного диаметра. Их соединение осуществляется электросваркой, за исключением мест присоединений арматуры. Сети подразделяют на межцеховые (подземной и надземной прокладки) и внутрицеховые.

Межцеховые сети прокладываются по тупиковой (древовидной) или кольцевой схемам. Прокладку осуществляют преимущественно в траншеях ниже уровня промерзания грунта и не выше 0,8 м от поверхности. Надземная прокладка осуществляется в особых случаях: высокий уровень грунтовых вод, скальный грунт, вечная мерзлота, а также между цехами. Трубы покрываются гидроизоляцией для защиты от коррозии. Целесообразно совмещать прокладку сетей сжатого воздуха с теплосетями, что удешевляет монтаж, эксплуатацию сетей, а также сокращает выделение влаги и масла из воздуха.

Запорные органы для отключения отдельных участков сети, как правило, не устанавливают, т. к. они снижают надёжность сети, могут являться причиной повышенных утечек сжатого воздуха и гидравлических сопротивлений.

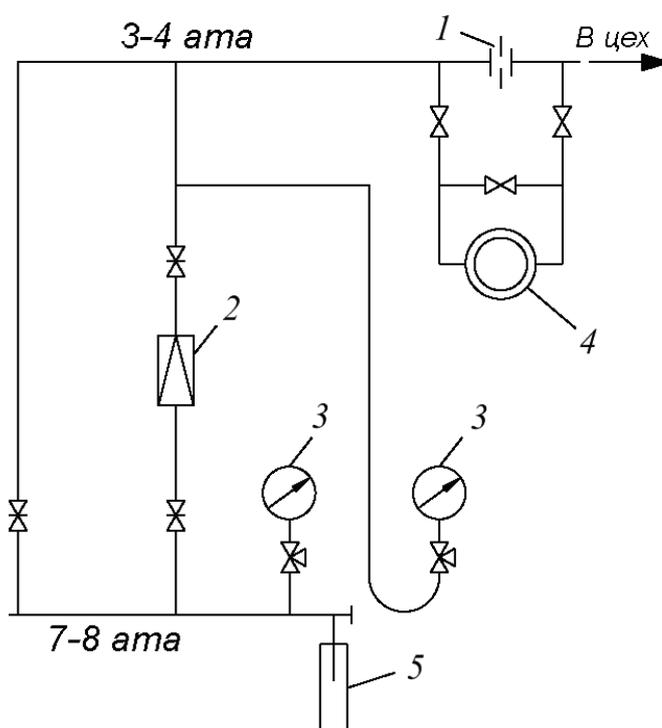
Для удаления конденсирующейся влаги трубы прокладывают с уклоном не менее 0,003 (3:1000) по ходу движения воздуха. В наиболее низких точках устанавливаются дренажные устройства с автоматическими конденсатоотводчиками.

При больших расходах конденсата предусматривается дренажная система для сбора и транспортировки конденсата с помощью насосов в отстойники для дальнейшего использования в качестве технической воды. При малых расходах конденсат сливается в канализацию.

В наиболее высоких точках пневмотрассы устанавливаются патрубки с вентилями для продувки и удаления воздуха при гидроиспытаниях. Если необходимо осуществлять подачу подогретого воздуха, то трубы утепляют.

Скорость воздуха в межцеховых воздухопроводах допускается не более 25 м/с. Общие суммарные потери давления от КС до наиболее удаленной точки не должны превышать 10% от рабочего давления компрессорной станции.

Внутрицеховые сети сжатого воздуха начинаются от ввода в цех, который оборудован задвижкой, отсоединяющей цех от межцеховой сети, манометром для замера давления поступающего воздуха, а также измерительной шайбой с дифманометром для замера расхода воздуха. В том случае, когда цех потребляет воздух более низкого давления, чем давление в межцеховой сети, ввод должен быть оборудован цеховым редукционным клапаном. Схема такого ввода показана на рисунке 3.3. Редукционный клапан может быть установлен как для одного, так и для группы потребителей.



1 — измерительная шайба; 2 — редукционный клапан; 3 — манометры;  
4 — дифманометр; 5 — масловодоотделитель

Рисунок 3.3 — Схема узла ввода в цех

Цеховые воздухопроводы монтируются в основном по строительным конструкциям цеха: колоннам, стенам, прогонам или фермам перекрытия. Если же подвести воздухопровод к потребителям сверху невозможно, то его прокладывают в штрабе (канале) пола.

Воздуховоды диаметром до 50 мм монтируются из труб на фитингах, а трубы диаметром 50 мм и больше — сварным способом.

В отличие от тупиковой кольцевая система разводки цеховых воздухопроводов обеспечивает более надежное снабжение потребителей сжатым воздухом, но требует больших расходов металла, а так как разница в стоимости сравнительно небольшая, то предпочтение отдается кольцевой системе, как более надежной.

Для предотвращения попадания сконденсировавшейся влаги из цеховой магистрали отводы к потребителям присоединяются сверху или сбоку преимущественно под острым углом. Цеховые магистрали укладываются с уклоном не менее 0,003 в направлении движения воздуха. В наиболее низких точках магистрали устанавливаются масловодоотделители, представляющие собой небольшие цилиндрические сосуды, оборудованные в нижней части спускными клапанами, а в наиболее верхних выступающих частях — вентили для удаления воздуха при проведении гидроиспытаний.

Внутрицеховая сеть воздухопроводов не подвержена значительным деформациям, за исключением случая транспортировки подогретого воздуха, так как разница в температурах сжатого воздуха очень незначительна. Поэтому цеховая магистраль обычно укладывается без неподвижных опор, причем наличие большого числа отводов от нее практически затрудняет установку последних.

Для надежности поступления воздуха потребителям, удаленным от ввода, скорость в цеховых воздухопроводах принимают не более 8–12 м/сек и даже 4–8 м/сек — для воздухопроводов малых диаметров.

Исходя из расхода сжатого воздуха и принятых скоростей, параметры воздухопроводов цеховой магистрали для тупиковой системы определяются по максимальным расходам и предельно допустимым скоростям.

Магистраль при кольцевой схеме принимается одного диаметра и определяется по расходу в одном направлении в размере 0,7 общего расхода всех потребителей, охватываемых кольцом.

При прохождении воздухопровода вблизи от места, где он может быть сильно нагрет, должны быть приняты меры, предотвращающие нагрев сжатого воздуха.

### ***Контрольные вопросы***

1. Где наиболее целесообразно размещать компрессорную станцию при организации пневмосети промышленного предприятия?

2. Какие работы выполняются на подготовительном этапе проектирования пневмосистемы?

3. Какие исходные данные используются при проектировании пневмосети?

4. С какой целью выполняется гидравлический расчет пневмосети?

5. Приведите последовательность проведения приближенного расчета пневмосети.

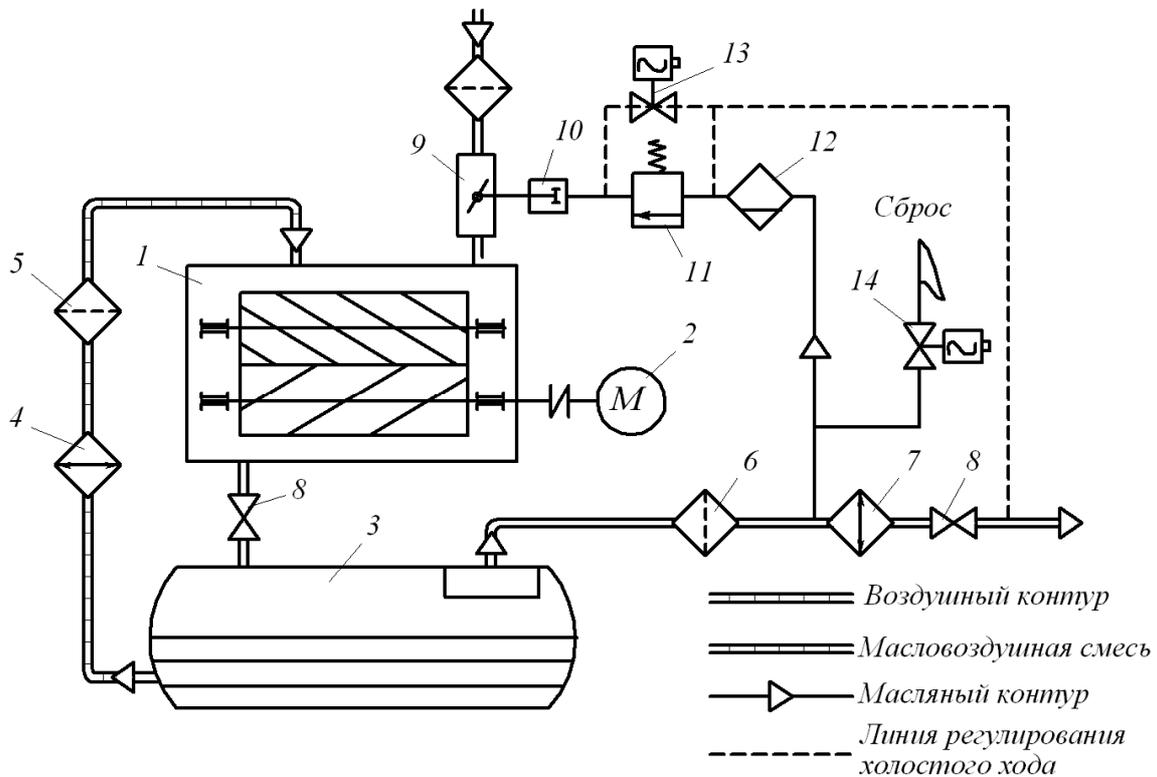
6. Какие требования учитываются для прокладки межцеховых и внутрицеховых сетей сжатого воздуха?

## Глава 4

### ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

#### 4.1 Регулирование производительности путем установления режима холостого хода

Элементы системы регулирования представлены на упрощенной пневмогидравлической схеме компрессорной установки (см. рис. 4.1).



1 — винтовой компрессор; 2 — приводной электродвигатель;  
3 — бак-маслоотделитель; 4 — маслоохладитель; 5 — фильтр масляный;  
6 — воздушный фильтр-маслоотделитель; 7 — конечной воздухоохладитель;  
8 — обратные клапаны. Элементы системы регулирования холостого хода:  
9 — затвор дисковый; 10 — пневмодвигатель; 11 — регулятор  
производительности; 12 — влагоотделитель; 13, 14 - клапаны  
с электромагнитным приводом

Рисунок 4.1 — Схема системы регулирования холостого хода винтовой компрессорной установки

Регулирование производится путем управления потоком воздуха на всасывании.

С этой целью на входном патрубке компрессора *1* установлен дисковый затвор *9*, рабочий орган которого поворачивается посредством присоединенного пневмодвигателя *10*. Номинальная производительность компрессора (25, 32 или 50 м<sup>3</sup>/мин) выставляется вручную при заводских испытаниях с помощью установленного на затворе маховика со шкалой, положение которого фиксируется контргайкой. С сокращением потребности в сжатом воздухе начинает расти давление нагнетаемого воздуха, и при достижении величины давления 0,81 МПа (8,1 кгс/см<sup>2</sup>) сжатый командный воздух, пройдя через влагоотделитель *12*, воздействует на подпружиненную диафрагму регулятора производительности *11*, отжимая ее от седла, после чего сжатый воздух поступает к поворотному пневмодвигателю, оказывает давление на его поршень, что приводит к закрытию дискового затвора.

Если происходит дальнейшее повышение давления нагнетания до 0,84 МПа (8,4 кгс/см<sup>2</sup>), дисковый затвор полностью закрывается, а компрессор переходит в режим холостого хода.

Дисковый затвор и сам компрессор по своей конструкции не являются герметичными, некоторое количество воздуха продолжает поступать на всасывание и сжимается в компрессоре с обеспечением условий смазки и охлаждения.

При возобновлении потребности в сжатом воздухе давление нагнетания начинает падать и при величине 0,84 МПа (8,4 кгс/см<sup>2</sup>) регулятор производительности закрывается, уменьшается давление на поршень поворотного пневмодвигателя, дисковый затвор открывается, что приводит к увеличению производительности компрессора.

Перевод установки на режим холостого хода, с одной стороны, разгружает приводной электродвигатель, а с другой стороны, ставит винтовой компрессор в более тяжелые условия работы. Последнее вызвано повышением температурного состояния компрессора из-за прекращения поступления воздуха в проточную часть. Вращение винтов происходит в замкнутом неventилируемом пространстве, в вязкой масловоздушной среде с нагревом от трения. В этих условиях разогрев компрессора до предельно допустимой температуры

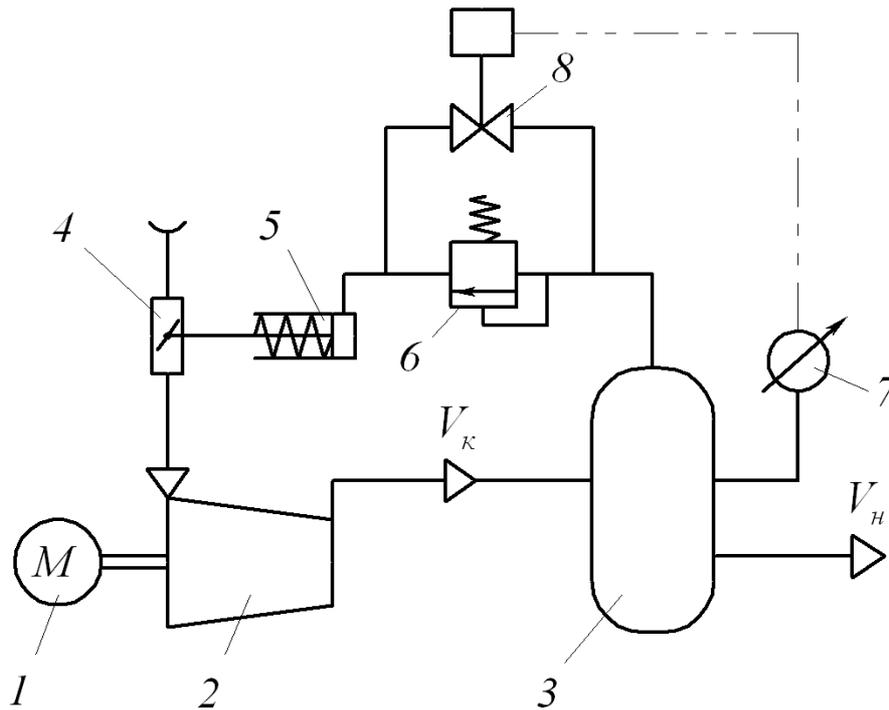
происходит за несколько секунд, после чего компрессор необходимо переключить на рабочий режим или остановить. Чтобы увеличить время работы на холостом ходу, необходимо обеспечить прохождение свежего воздуха через компрессор в количестве 10–15 % от номинального объема. С этой целью выполняют отверстия в диске дроссельной заслонки, а на линии нагнетания устанавливают электромагнитный клапан 14, который должен срабатывать на сброс воздуха из нагнетательного патрубка в атмосферу одновременно с закрытием дроссельной заслонки.

Схема предусматривает также перевод компрессора в режим холостого хода вручную. При этом нажатием кнопки «Пуск холостого хода» одновременно открываются электромагнитные клапаны 13 и 14. Такая необходимость может возникнуть в аварийных нештатных ситуациях, а также при отказе регулятора производительности.

В случаях, когда по условиям эксплуатации необходимо изменить настройку на максимально допустимое давление менее штатного ( $8,2 \text{ кгс/см}^2$ ), входной штуцер электро-магнитного клапана 13 подсоединяется к сети потребителя (за пределами установки через электроконтактный манометр), как это показано штрих-пунктирной линией на рисунке 4.1.

#### **4.2 Расчет параметров регулирования при переводе компрессора в режим холостого хода**

Рассмотрим регулирование винтового воздушного компрессора переводом его на холостой ход. Элементы системы регулирования представлены на упрощенной схеме винтовой установки (см. рис. 4.2). Система работает следующим образом. Электродвигатель 1 производит вращение винтового блока компрессора 2, обеспечивающего подачу сжатого воздуха с производительностью  $V_k$  в ресивер 3 емкостью  $Q$ , из которого сжатый воздух подается в пневмосеть потребителям с текущим суммарным потреблением  $V_n$ . На входном патрубке компрессора установлена управляемая пневмоприводом 5 поворотная дроссельная заслонка 4, с помощью которой обеспечивается регулирование потока входящего в компрессор атмосферного воздуха.



- 1 — электродвигатель; 2 — винтовой блок компрессора; 3 — ресивер;  
 4 — дроссельная заслонка; 5 — пневмопривод управления заслонкой;  
 6 — клапан регулирования производительности;  
 7 — электроконтактный манометр; 8 — клапан электромагнитный

Рисунок 4.2 — Схема винтовой компрессорной установки

При сокращении потребления сжатого воздуха потребителями предприятия начинает возрастать давление на нагнетании и в ресивере 3, и после того, как давление превысит максимально допустимую величину, сработает клапан регулирования производительности 6, открывающий путь сжатому воздуху из ресивера 3 к пневмоприводу управления дроссельной заслонкой 5, в результате чего поршень пневмопривода перемещается с одновременным сжатием пружины и поворотом дроссельной заслонки 4, перекрывающей входной патрубков компрессора, что приводит к прекращению подачи сжатого воздуха в сеть.

Если потребление воздуха потребителями продолжается при перекрытом входном патрубке компрессора, то давление в пневмосети и в ресивере 3 начинает падать. После того, как давление уменьшится до минимально допустимого значения, клапан регулирования производительности 6 закрывается, снижается давление, действующее на поршень пневмопривода управления заслонкой 5, и поршень

начинает перемещаться под действием разжимающейся пружины с одновременным поворотом дроссельной заслонки 4, которая открывает доступ атмосферного воздуха в компрессор.

Если по условиям эксплуатации установки необходимо обеспечение работы в более широком диапазоне изменения давления в сети, то в качестве регулятора применяется электромагнитный клапан 8, подключенный параллельно клапану регулирования производительности 6. Этот клапан срабатывает на открытие или закрытие по команде от электроконтактного манометра 7, предварительно настроенного на минимальное и максимальное допустимые давления. При этом происходит соответственно закрытие или открытие дроссельной заслонки 4. Одновременно с клапаном регулирования производительности 6 открывается или закрывается электромагнитный стравливающий клапан, установленный на линии нагнетания для обеспечения минимально необходимого расхода воздуха через компрессор с целью его охлаждения.

Рассмотрим подробнее процесс регулирования винтового компрессора путем периодического перевода его на холостой ход, график работы которого представлен на рисунке 4.3.

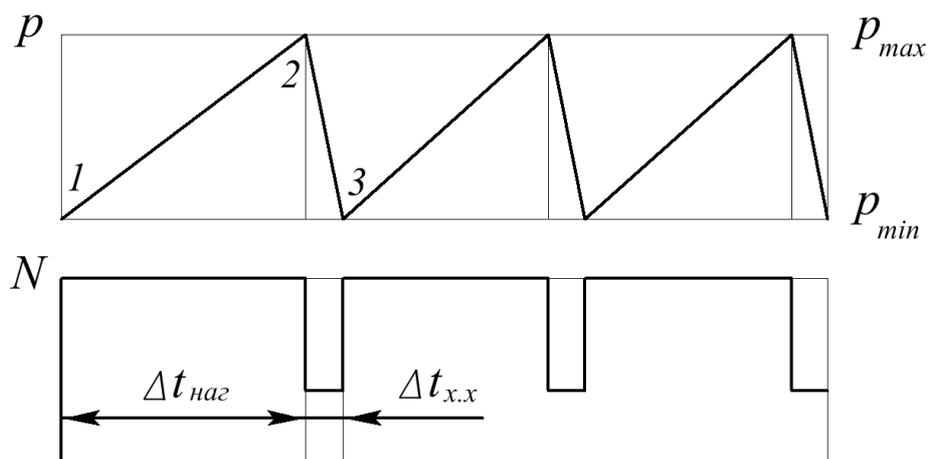


Рисунок 4.3 — График работы винтового компрессора при регулировании его производительности переводом на холостой ход

Линия 1–2 на графике работы (см. рис. 4.3) соответствует процессу повышения давления в сети при нагнетании компрессором сжатого воздуха, когда производительность компрессора  $V_k$  превышает величину суммарного потребления  $V_n$ . Через промежуток времени  $\Delta t_{наг}$  наступит момент, когда давление нагнетания достигнет максимально допустимой величины  $p_{max}$  и клапан регулятора производительности б даст импульс на закрытие дроссельной заслонки 4, после чего компрессор перейдет в режим холостого хода (линия 2–3), который длится в течение времени  $\Delta t_{x.x.}$ , пока вследствие разбора воздуха потребителями давление не упадет до  $p_{min}$ , и далее эти процессы повторяются. Таким образом, работа винтового компрессора — это чередование процессов нагнетания и холостого хода. Длительность этих процессов (или их частота) зависит от соотношения производительности компрессора и расхода потребителей, а также от характеристик сети (емкость, инерционность).

Длительность периодов нагнетания  $\Delta t_{наг}$  и холостого хода  $\Delta t_{x.x.}$  может быть определена по формулам [8]:

$$\Delta t_n = \frac{Q}{V_k} \cdot \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{1 - q_v}, \quad (4.1)$$

$$\Delta t_{x.x.} = \frac{Q}{V_k} \cdot \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{q_v}, \quad (4.2)$$

где  $\varepsilon_1 = \frac{p_{min}}{p_0}$ ,  $\varepsilon_2 = \frac{p_{max}}{p_0}$ ;  $q_v = \frac{V_n}{V_k}$ ;

$p_{min}$  — минимальное давление нагнетания;

$p_{max}$  — максимальное давление нагнетания;

$p_0$  — нормальное давление атмосферного воздуха.

Длительность одного цикла "нагнетание-холостой ход" составляет:

$$\Delta t_u = \Delta t_n + \Delta t_{x.x.} = \frac{Q}{V_k} \cdot \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{q_v \cdot (1 - q_v)}. \quad (4.3)$$

Разделив обе части равенств (4.1), (4.2) и (4.3) на  $\frac{Q}{V_k}(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)$ ,

получим выражения:

$$\begin{aligned} \overline{\Delta t_n} &= \frac{1}{1 - q_v}, \\ \overline{\Delta t_{x.x}} &= \frac{1}{q_v}, \\ \overline{\Delta t_{\text{ц}}} &= \frac{1}{q_v \cdot (1 - q_v)}, \end{aligned} \quad (4.4)$$

которые являются универсальными характеристиками способа регулирования винтового компрессора переводом его на холостой ход. Графические изображения универсальных характеристик в относительных координатах, представленные на рисунке 4.4, могут быть использованы для различных сочетаний производительности компрессора и величины потребления, объема ресивера и диапазона допустимого изменения давления в сети нагнетания.

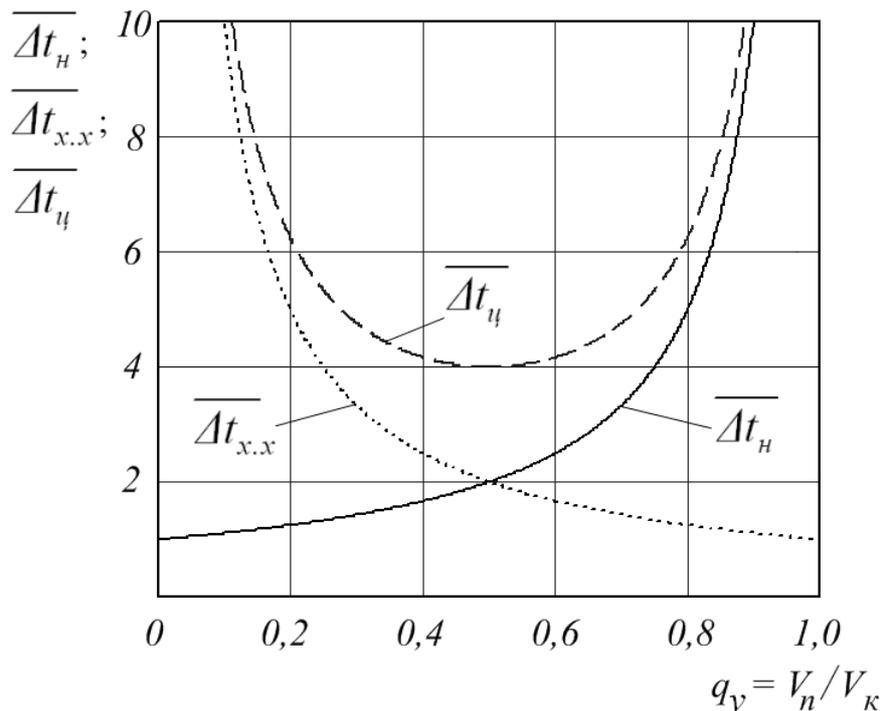


Рисунок 4.4 — Характеристики регулирования (зависимость относительных длительностей нагнетания, холостого хода и цикла „нагнетание — холостой ход“ от относительного потребления воздуха  $q_v = V_n / V_H$  )

Рассматриваемые функции симметричны относительно ординаты  $q_v = 0,5$  . Длительность цикла  $\Delta t_{\text{ц}}$  минимальна при  $q_v = 0,5$  , т. е. когда

$V_n = 0,5V_k$ . При  $q_v > 0,5$  время холостого хода меньше времени нагнетания, а при  $q_v < 0,5$  — наоборот. Практическое значение имеют правые ветви характеристик при  $q_v > 0,5$ , для которых  $\overline{\Delta t_n} \geq 2$ ;  $\overline{\Delta t_{x.x}} \leq 2$  и  $\overline{\Delta t_y} \geq 4$ .

Определим при помощи графиков, приведенных на рисунке 4.4, длительность интервалов нагнетания и работы на холостом ходу компрессора, имеющего производительность  $20 \text{ м}^3/\text{мин}$ , при относительном потреблении сжатого воздуха  $q_v = 0,6$ , использовании ресивера объемом  $40 \text{ м}^3$  и диапазоне регулирования давления в ресивере от 6 до 8 кгс/см<sup>2</sup>. Из графиков следует, что при относительном потреблении  $q_v = 0,6$ , значения универсальных характеристик будут равны:  $\overline{\Delta t_n} = 2,5$ ;  $\overline{\Delta t_{x.x}} = 1,67$  и  $\overline{\Delta t_y} = 4,17$ . Умножив значения каждой из характеристик на  $\frac{Q}{V_k}(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)$ , получим:

$$\Delta t_n = \frac{Q}{V_k} \cdot (\varepsilon_2 - \varepsilon_1) \cdot \overline{\Delta t_n} = \frac{40}{20} \cdot (8 - 6) \cdot 2,5 = 10 \text{ мин},$$

$$\Delta t_{x.x} = \frac{Q}{V_k} \cdot (\varepsilon_2 - \varepsilon_1) \cdot \overline{\Delta t_{x.x}} = \frac{40}{20} \cdot (8 - 6) \cdot 1,67 = 6,68 \text{ мин},$$

$$\Delta t_y = \frac{Q}{V_k} \cdot (\varepsilon_2 - \varepsilon_1) \cdot \overline{\Delta t_y} = \frac{40}{20} \cdot (8 - 6) \cdot 4,17 = 16,68 \text{ мин}.$$

Значит, циклы „нагнетание — холостой ход“ будут периодически повторяться через 16,68 мин. Продолжительности интервалов холостого хода составляют 6,68 мин, а интервалов нагнетания — 10 мин, что соответствует примерно пяти переключениям компрессора в час.

### 4.3 Подготовка (очистка) сжатого воздуха

Подготовка сжатого воздуха — это очистка его от механических примесей, влаги и масел. Степень очистки характеризуется классом чистоты воздуха. Класс чистоты определяется назначением воздуха (техническое, медицинское и т. п.) и типом пневмоинструмента и пневмоустройств. Нормы механических примесей и влаги для каждого

класса чистоты воздуха назначаются в соответствии с ГОСТ 17433-80 или международным стандартом ISO-8573-1.

Подготовка воздуха производится в несколько этапов. Вначале с помощью различных фильтров очищают всасываемый воздух от механических частиц (пыли, органических веществ). Затем, по мере сжатия воздуха в компрессоре, удаляют выпавшую в промежуточных холодильниках-сепараторах влагу. Далее в зависимости от требований заказчика к чистоте воздуха производят собственно подготовку сжатого воздуха.

Если используется схема станции без конечного охладителя, то горячий сухой воздух направляется прямо к потребителю. Однако, если протяженность пневмопровода велика, воздух в нем охлаждается и в трубах выпадает определенное количество влаги, которое нужно отвести во избежание образования гидравлических пробок, коррозии труб и оборудования.

В случае, если применяется конечной воздухоохладитель, то воздух в нем охлаждается до 40–60°С и в сепараторе осаждается и удаляется влага. При дальнейшем движении по трубам, воздух будет продолжать охлаждаться, и из него будет дополнительно выделяться влага. Если количество этой влаги недопустимо велико, то устанавливаются дополнительные аппараты, тип которых определяется заданной точкой росы. В этом случае говорят об осушке воздуха до заданной точки росы. При этом надо учитывать, что точка росы сжатого воздуха при давлении несколько выше, чем температура точки росы, приведенная к нормальным (или атмосферным) условиям. Например, если сжатый до 7 кгс/см<sup>2</sup> воздух очищен до точки росы +3°С, то это соответствует точке росы — 21°С при атмосферном давлении. Это следует понимать так, что количество влаги, выпавшее в обоих этих случаях одинаково, остаточное влагосодержание воздуха также одинаково.

Для осушки воздуха применяются следующие аппараты: адсорберы, холодильные осушители и теплообменные осушители.

В каждый момент времени при данной температуре в воздухе содержится определенное количество влаги. Избыток влаги выпадает из воздуха в виде росы независимо от величины давления воздуха.

Значения абсолютной влажности  $\varphi_{абс S}$  насыщенного атмосферного воздуха для различных температур приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 — Абсолютная влажность насыщенного атмосферного воздуха при  $\varphi = 100\%$  (для определения температуры точки росы)

$t$ , °C	$\varphi_{абс S}$ , г/м <sup>3</sup>						
-45	0,105	-5	3,479	35	39,0	75	242
-40	0,177	0	4,903	40	51	80	293
-35	0,292	5	7,020	45	65	85	353
-30	0,473	10	9,731	50	83	90	423
-25	0,699	15	13,252	55	104	95	504
-20	1,114	20	17,3	60	130	100	597
-15	1,597	25	23,0	65	161	-	-
-10	2,391	30	30,0	70	198	-	-

Например, если температура всасываемого воздуха 30°C при относительной влажности  $\varphi = 80\%$ , то абсолютная влажность воздуха равна:

$$\varphi_{абс} = \varphi_{абс s} \cdot \varphi = 30,0 \cdot 0,8 = 24 \text{ г/м}^3.$$

Влагосодержание воздуха определяется с учетом плотности воздуха:

$$d = \frac{\varphi_{абс}}{\rho} = \frac{24}{1,127} = 21,29 \text{ г/кг.}$$

Параметры сжатого влажного воздуха (влагосодержание и объем) определяют в зависимости от температуры и давления по психометрическим таблицам, графикам или измеряют специальными приборами.

При сжатии воздуха происходит уменьшение его объема, и влагосодержание его повышается. На рисунке 4.5 приведены номограммы для определения влагосодержания сжатого воздуха в состоянии насыщения ( $\varphi = 100\%$ ) при различных давлениях. Если, например, винтовой компрессор всасывает атмосферный воздух при  $\varphi = 80\%$  и сжимает его до 8 кгс/см<sup>2</sup> и 80°C, то влагосодержание

насыщенного сжатого воздуха из номограммы на рисунке 4.5 равно  $d_s = 40$  г/кг, а истинное влагосодержание его будет равно  $d = d_s \cdot \varphi = 40 \cdot 0,8 = 32$  г/кг.

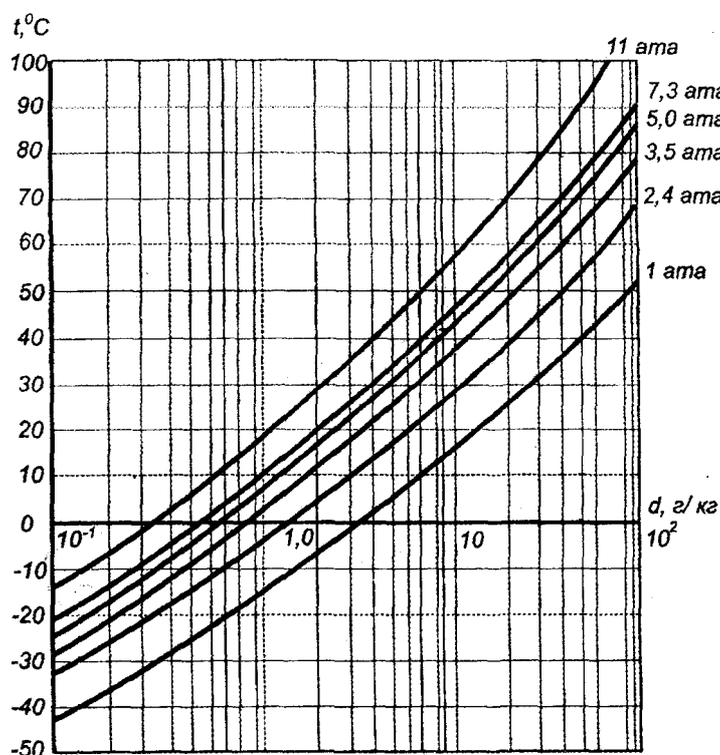


Рисунок 4.5 — Зависимость влагосодержания сжатого воздуха от температуры и давления при  $\varphi = 100\%$

Количество влаги, перешедшей из парообразного состояния в жидкое, на каждом участке определяется по формуле:

$$D = m(d' - d'') \text{ г/с}, \quad (4.1)$$

где  $m$  — массовый расход воздуха, кг/с;

$d'$  и  $d''$  — влагосодержание в начале и конце участка, г/кг.

При охлаждении сжатого воздуха в концевом охладителе выпадает влага в количестве:

$$D_3 = m(d' - d'') = \frac{50 \cdot 1,293}{60} (15 - 7) = 8,62 \text{ г/с},$$

что составляет 31 л/час. Эта влага должна быть отведена влагоотделителем, устанавливаемым за охладителем или выполненным с ним в одном корпусе.

Количество влаги, выпавшей на участке трубопровода, равно:

$$D_4 = \frac{50 \cdot 1,293}{60} (7 - 3) = 4,31 \text{ г/с},$$

или 15,5 л/час. Эта влага должна быть удалена перед подачей воздуха к потребителю. В противном случае жидкость попадет в рабочие органы пневмоустройств, где может вызвать коррозию деталей, гидравлические пробки и неравномерность работы пневмооборудования.

Если в пневмоустройствах производится глубокое дросселирование воздуха, то температура его может значительно снизиться, что приведет выпадению дополнительного количества влаги с дальнейшим обмерзанием оборудования.

В данном примере дополнительное выпадение влаги может составлять величину, примерно равную:

$$D_4 = \frac{50 \cdot 1,293}{60} (3 - 1) = 2,15 \text{ г/с},$$

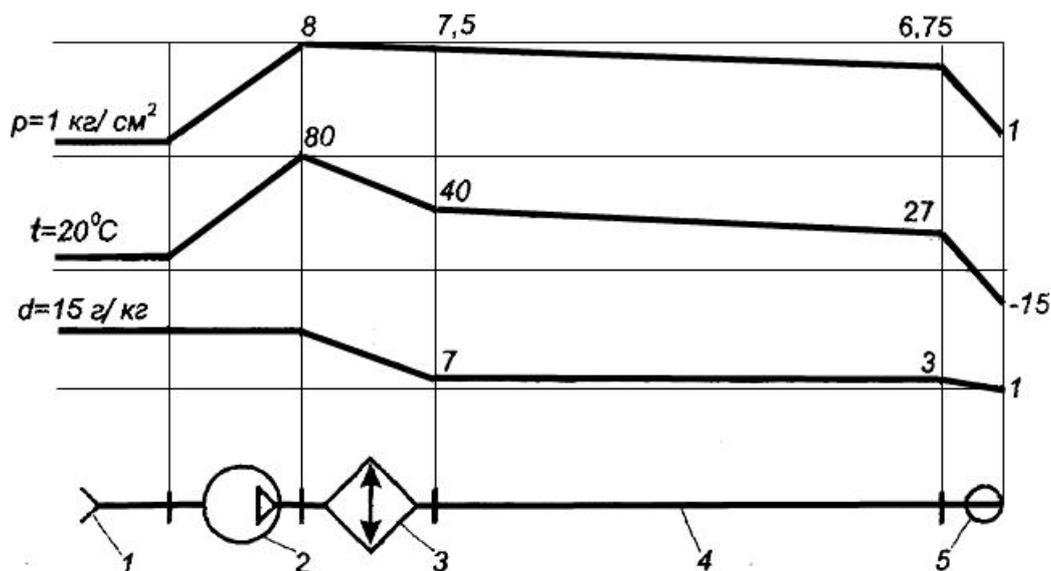
или 7,76 л/час.

Очевидно, что для нормальной работы пневмоустройств необходима осушка воздуха.

Пользуясь номограммой на рисунке 4.5, можно задать требования по глубине осушки воздуха. Например, если в сжатом до 7 кгс/см<sup>2</sup> воздухе допускается влагосодержание не более 0,8 г/кг, то осушка должна быть произведена до точки росы, равной +3°C, что соответствует точке росы — 21°C при атмосферном давлении,

Изменение параметров влажного воздуха в пневмосети при его движении от КС до потребителя показано на рисунке 4.6.

В заключение отметим, что оба процесса — и влагоотделение, и осушка — это удаление влаги из воздуха. Однако принципиальное их отличие состоит в том, что влагоотделение — это удаление уже сконденсировавшейся жидкости, а осушка — это удаление влаги, которая может сконденсироваться в последующих периодах времени.



1 — забор воздуха; 2 — компрессор; 3 — воздухоохладитель;  
4 — трубопровод; 5 — потребитель

Рисунок 4.6 — Изменение параметров влажного воздуха в пневмосети

#### 4.4 Расчет сепараторов

Для расчета сепараторов необходимо знать давление, температуру, расход и физические свойства потока. Должны быть заданы также тип и количество жидкости, которая содержится в потоке газа, а также указано ее состояние — туман, капельная жидкость или сгустки, а также размеры частиц.

Механизмы осаждения капель жидкости в горизонтальных и вертикальных гравитационных сепараторах имеют свою специфику, поэтому методики их расчета имеют некоторые различия.

Горизонтальные сепараторы — это простейшие устройства в виде горизонтально расположенных емкостей. Их расчет сводится к определению длины активной зоны осаждения. Длина этой зоны определяется из условия, что время, за которое поток сжатого воздуха проходит от входного сечения до выходного сечения, должно быть равно времени падения частиц с верхней части сосуда в поддон:

$$\frac{L}{v} = \frac{D}{v_{жс}}, \quad (4.2)$$

где  $L$  — длина активной зоны;

$D$  — диаметр сосуда (задается);

$v$  — скорость потока газа в сосуде,  $v = \frac{4V}{\pi D^2}$ ;

$v_{жс}$  — скорость падения капель жидкости, которую можно определить по выражению:

$$v_{жс} = 1,15 \sqrt{g \frac{d}{c_f} \left( \frac{\rho_{жс}}{\rho} - 1 \right)}, \text{ м/с.} \quad (4.3)$$

Длина активной зоны сепаратора диаметром  $D$  в зависимости от объемного расхода и скорости осаждения капель может быть рассчитана по формуле:

$$L = \frac{4V}{\pi \cdot v_{жс} \cdot D}. \quad (4.4)$$

Рекомендуемое соотношение размеров сепаратора  $L/D = 2,4$ .

Если сепаратор используется и как сборник жидкости, то размер  $L$  должен быть пересчитан с учетом уменьшения площади потока за счет слоя жидкости.

Пропускная способность горизонтального сепаратора заданных размеров равна:

$$V_{z.c} = 47,124 \cdot D^2 \cdot v_z \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot T_0}{p_0 \cdot T \cdot z}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (4.5)$$

где  $D$  — внутренний диаметр сепаратора, м;

$v_z$  — допустимая скорость газа, принимается равной  $v_{жс}$ , м/с;

$p_0$  — атмосферное давление, МПа;

$T_0$  — нормальная температура, °K;

$p$  — рабочее давление в сепараторе, МПа;

$T$  — рабочая температура, °K;

$z$  — коэффициент сжимаемости.

*Пример 1.* Рассчитать размеры горизонтального маслоотделителя для воздушного винтового маслозаполненного компрессора производительностью  $V_k = 30 \text{ м}^3/\text{мин}$ , давлением нагнетания  $p_k = 8 \text{ кгс/см}^2$ . Воздухомасляная смесь поступает из компрессора в

емкость маслоотделителя при температуре 80°C. Требуется отделить масляную фракцию с размерами частиц 150 мкм.

Массовый расход воздуха через сепаратор

$$m = V_{\kappa} \cdot \rho_0 = \frac{30}{60} 1,293 = 0,647 \text{ кг/с},$$

Плотность воздуха при нормальных условиях  $\rho_0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$ , при условиях в сепараторе  $\rho = 7,74 \text{ кг/м}^3$ . Плотность масла при температуре в сепараторе  $t = 80^\circ\text{C}$  равна  $\rho_{\text{жс}} = 800 \text{ кг/м}^3$ . Скорость осаждения капель масла определяется по выражению (4.3), в котором коэффициент сопротивления  $c_f$  по справочным данным принимается  $c_f = 1,4$ .

$$v_{\text{жс}} = 1,15 \sqrt{9,81 \frac{0,00015}{1,4} \left( \frac{800}{7,74} - 1 \right)} = 0,328, \text{ м/с}.$$

Задаем внутренний диаметр сосуда  $D = 0,4 \text{ м}$ .

Длину активного участка сосуда находим из формулы (4.4):

$$L = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot v_{\text{жс}} \cdot D \cdot \rho} = \frac{4 \cdot 0,647}{\pi \cdot 0,328 \cdot 0,4 \cdot 7,74} = 0,81 \text{ м}.$$

Соотношение  $L/D = 0,8 : 0,4 = 2$  находится в пределах рекомендуемых значений. Если выбирается диаметр сосуда  $D = 0,3 \text{ м}$ , то его длина будет равна  $L = 1,0 \text{ м}$  и т.д. Наиболее приемлемый вариант определяется по конструктивным соображениям.

Пропускная способность сепаратора по выражению (4.5):

$$V_{\text{з.с}} = 47,124 \cdot 0,4^2 \cdot 0,328 \frac{0,81}{0,4} \cdot \frac{7,74}{1,293} = 30 \text{ м}^3/\text{мин},$$

что согласовывается с производительностью компрессора.

Вертикальный сепаратор требует расчетного определения лишь минимального внутреннего диаметра сосуда.

*Пример 2.* Определить размер вертикального сепаратора с туманоотделителем на условиях предыдущего примера.

Площадь поперечного сечения сепаратора:

$$F = \frac{m_{\text{г}}}{\rho_{\text{г}} \cdot v} = \frac{0,647}{7,74 \cdot 0,328} = 0,255 \text{ м}^2.$$

Отсюда получаем минимальный диаметр аппарата:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,255}{3,14}} = 0,57 \text{ м}.$$

Пропускная способность вертикальных гравитационных сепараторов рассчитывается по формуле:

$$V_{z.c} = 47,124 \cdot D^2 \cdot v_z \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot T_0}{p_0 \cdot T \cdot z}, \text{ м}^3/\text{мин}. \quad (4.6)$$

Расчет сепараторов носит приближенный характер по ряду причин. Обычно никогда не известен фракционный состав влаги в воздухе, т. е. процентное распределение массы влаги для различных размеров капель. Поэтому выбор диаметра капель достаточно произволен и основывается на опыте. Считается, что основное количество влаги до 90% и более содержится в виде частиц в состоянии аэрозоли, т. е. с размерами  $10 \text{ мкм} < d < 1000 \text{ мкм}$ . Более крупные частицы сравнительно легко выпадают из потока воздуха, входящего в сепаратор. Отделение средних частиц требует применения закрутки потока, а очень мелкие частицы улавливаются в туманоотделителях.

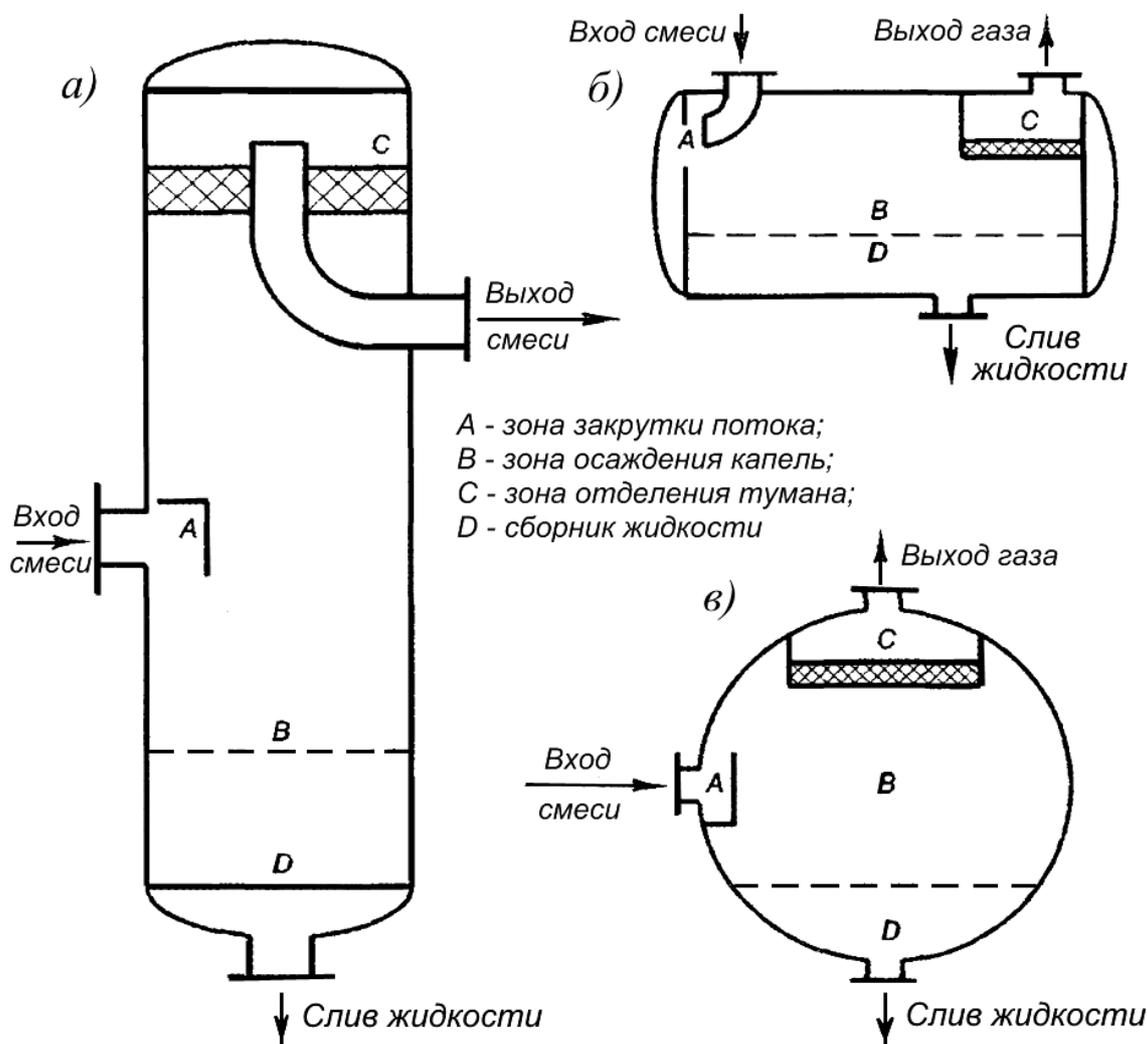
В расчетах предполагается форма частиц сферической, а коэффициент сопротивления  $c_f$  принимается по результатам, полученным при обтекании твердых сфер. Это также вносит погрешность в расчеты.

#### 4.5 Конструкции сепараторов

Влагомаслоотделители или, для краткости, сепараторы бывают вертикальные, горизонтальные и сферические. Принципиальное отличие их состоит во взаимном направлении движения потока газа, содержащего влагу, и направления действия сил гравитации, т. к. от этого зависят процесс влагоотделения и протяженность рабочей полости аппарата.

Независимо от формы, сепаратор включает четыре главных секции и необходимые средства контроля. Эти секции показаны на рисунке 4.7. Первая секция *A* служит для отделения основного количества жидкости, находящейся во входном газе в свободном

состоянии. Она включает патрубок, который может быть тангенциальным, для закрутки потока с использованием инерционного эффекта воздействия центробежных сил на частицы жидкости, или отражатель для внезапного изменения направления потока, чтобы отделить жидкость из газового потока.



A - зона закрутки потока;  
 B - зона осаждения капель;  
 C - зона отделения тумана;  
 D - сборник жидкости

а) вертикальный; б) горизонтальный; в) сферический

Рисунок 4.7 — Типы сепараторов

Вторая секция B рассчитана на использование сил гравитации для осаждения капельной влаги. Поток с содержанием капельной влаги, двигаясь внутри емкости больших размеров, имеет низкую скорость и малую турбулентность, благодаря чему происходит выпадение капельной влаги. В некоторых конструкциях используются

специальные выравнивающие устройства для снижения турбулентности потока.

В секции *C* устанавливается туманоотделитель в виде мелкоячеистых тканевых или металлических сеток, в котором при контакте с поверхностью сеток осаждаются содержащиеся в газе мельчайшие частицы влаги. По мере накопления влаги мелкие частицы соединяются между собой и в виде образовавшихся крупных частиц стекают в отстойник. Также в качестве туманоотделителей могут использоваться циклоны.

Секция *D* является сборником жидкости, отделяемой во всех трех предыдущих секциях. В зависимости от требований, в этой секции может быть предусмотрена дегазация жидкости, для чего требуется увеличение поверхности зеркала жидкости, установка нагревателя и т.п.

Вертикальный сепаратор (см. рис. 4.7 *a*) обычно применяется в тех случаях, когда содержание жидкости в газе велико, или когда общий расход газа мал. Основные рекомендуемые размеры вертикального сепаратора приведены на рисунке 4.8.

В вертикальном сепараторе частицы влаги при входе в полость ударяются об отражатель, который инициирует первичное отделение жидкости. При движении газа вверх из него под действием сил гравитации происходит дальнейшее отделение капельной влаги.

В туманоотделителях происходит соприкосновение газа с проволочной набивкой или многоканальными решетками, из-за чего поток газа многократно изменяет направление и происходит выпадение капельной жидкости из газа.

В вертикальных сепараторах иногда для достижения такого же эффекта применяют тарельчатую конструкцию в виде множества расположенных друг над другом круглых тарелок, установленных с небольшими зазорами. При движении влажного газа через эти зазоры происходит осаждение жидкости и стекание ее к периферии тарелок, а затем слив в поддон-накопитель.

Существует множество конструктивных исполнений сепараторов, однако действие всех основано на принципах, изложенных выше.

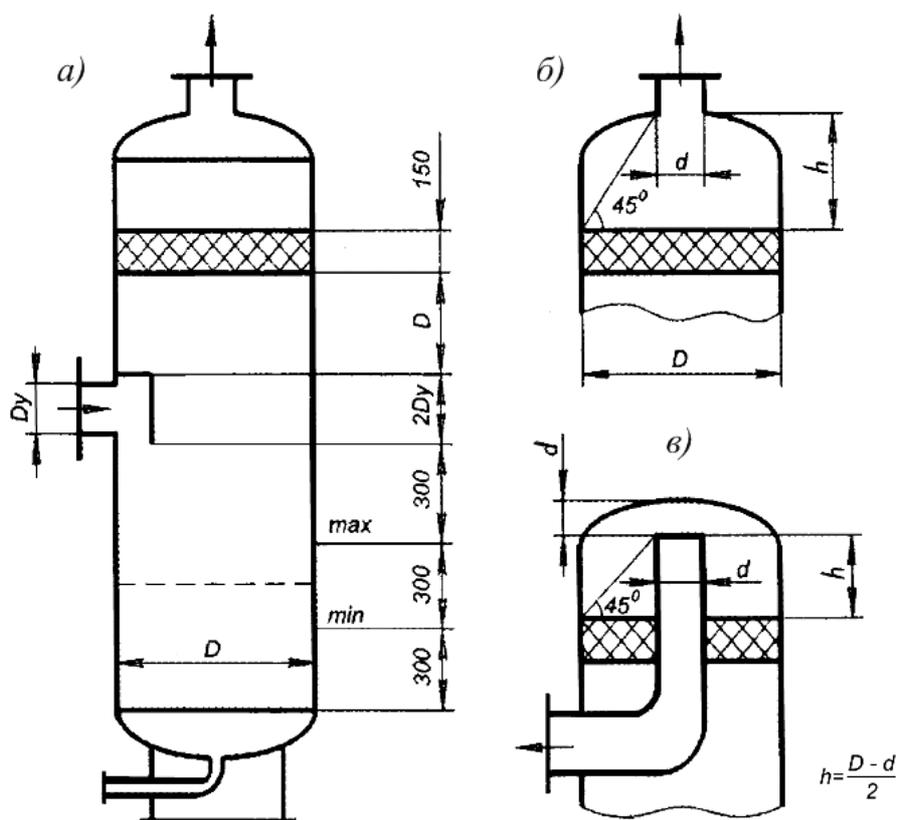


Рисунок 4.8 — Основные размеры вертикального сепаратора (цифровые значения линейных размеров, минимально рекомендуемые)

#### 4.6 Меры безопасности при обслуживании КС

1. Эксплуатация, ремонт и обслуживание установки должны соответствовать ПБ и «Правилам устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением».

2. Электрооборудование должно отвечать требованиям, которые устанавливают ПТЭ и ПБ.

3. Всасываемый установкой воздух не должен содержать абразивные или химически активные частицы, пары любого вида, взрывоопасные и легковоспламеняющиеся газы, распыленные масла, растворители, токсичные дымы любого типа.

4. Не допускается воздействие на установку атмосферных осадков.

5. Компрессоры производительностью более 10 м<sup>3</sup>/мин должны быть оборудованы концевыми холодильниками и влагоотделителями.

6. Место работы установки должно иметь местное освещение.

7. Технические меры защиты обслуживающего персонала от поражением током:

- защитное заземление;
- защитное отключение;
- применение индивидуальных средств защиты;
- периодическая проверка сопротивления изоляции электрических цепей и сопротивления заземляющего устройства.

8. Ремонтные и профилактические работы должны производиться только после остановки установки и отключения ее от источника энергоснабжения.

9. Средства аварийной защиты должны находиться в исправном состоянии, а их работоспособность должна проверяться не реже одного раза в месяц путем имитации аварийных значений параметров.

10. Место установки компрессорной станции должно быть оборудовано средствами пожаротушения.

11. На рабочем месте оператора должна быть аптечка первой медицинской помощи и питьевая вода.

12. Марки применяемых масел должны соответствовать указанным в руководстве, а их соответствие должно быть подтверждено сертификатом или документами лабораторного анализа. Применение масла с температурой вспышки ниже 135° не допускается.

13. Масляные скопления, получающиеся в результате небрежной заливки, следует немедленно засыпать песком и удалить.

14. Запрещается собирать отходы масла в поддон. Не допускается наличие рядом с местом эксплуатации установки масляной ветоши или других горючих материалов.

15. Запрещается работа установки с загрязненной наружной поверхностью блока охлаждения, т.е. должен быть обеспечен свободный проход охлаждающего воздуха по каналам блока.

16. Не допускается проверка уровня масла масломером при наличии давления воздуха в маслоотделителе.

17. Запрещается эксплуатация установки с давлением, вызывающим непрерывное срабатывание предохранительного клапана.

18. Манометры должны быть опломбированы, проверку манометров производить не реже 1 раза в год.

19. Следует немедленно остановить установку при:

- появлении стука или постороннего шума в компрессоре;
- неисправности системы регулирования;
- неисправности манометров и термометра, установленных на пульте.

Повторный пуск разрешается только после выявления и устранения причины неисправности.

20. Не разрешается эксплуатация установки без включенных в цепь управления датчиков тепловой защиты компрессора и двигателя.

21. Запрещается промывка фильтра керосином или дизельным топливом.

22. Запрещается эксплуатация установки при:

- наличии течи масла;
- отсутствии заземления установки.

### ***Контрольные вопросы***

1. Опишите функциональную схему системы регулирования холостого хода винтовой компрессорной установки.

2. С какой целью проводится перевод компрессорной установки на режим холостого хода?

3. Какие параметры рассчитываются для осуществления регулирования переводом компрессора в режим холостого хода?

4. Как строится график работы винтового компрессора при регулировании его производительности переводом на холостой ход?

5. Для какой цели используются универсальные характеристики параметров регулирования работы компрессора переводом на холостой ход?

6. С какой целью проводится подготовка сжатого воздуха и какие этапы при этом предусматриваются?

7. Как определяется зависимость влагосодержания сжатого воздуха от температуры и давления?

8. Какие исходные данные используются при расчете сепараторов?

9. Опишите конструкции вертикального, горизонтального и сферического сепараторов.

10. При каких обстоятельствах запрещается компрессорной установки?

## Глава 5

### ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРИМЕНЕНИЯ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ И СРОК ОКУПАЕМОСТИ

#### 5.1 Экономическая эффективность и срок окупаемости

Новая техника должна обеспечивать экономию средств и ресурсов и окупаться в приемлемые сроки. Это в полной мере относится к компрессорным установкам, станциям и пневмосистемам.

Проекты создания новых компрессорных станций или модернизации существующих разрабатываются на основе технико-экономической оценки возможных вариантов с целью применения оптимального решения. Основным документом является расчет экономической эффективности вариантов, основывающийся на сравнении различных вариантов подбора оборудования (для новых КС) или на сопоставлении экономических показателей существующей и модернизируемой КС.

Методика оценки экономической эффективности от внедрения новой техники известна. Результаты расчетов зависят от конкретных условий, сложившихся на предприятии, от технических характеристик оборудования и экономических показателей деятельности предприятия, стоимости ресурсов.

Под техническими характеристиками используемого оборудования понимаются их техническое состояние, коэффициент использования, характер нагрузки и т. п. Под экономическими показателями понимают уровень выработки и потребления сжатого воздуха, стоимость электроэнергии, охлаждающей воды, уровень амортизационных отчислений, эксплуатационные расходы, капитальные затраты и т. п.

Срок окупаемости новой техники определяется из соотношения

$$T = \frac{K}{\mathcal{E}}, \text{ лет,} \quad (5.1)$$

где  $K$  — общие капитальные затраты, понесенные при строительстве, покупке и монтаже оборудования;

$\mathcal{E}$  — годовая экономия от внедрения новой техники.

При модернизации КС общие капитальные затраты определяются суммой стоимости закупленного оборудования и затрат на монтаж и пуско-наладочные операции, которые принимаются обычно равными 15% от стоимости оборудования,  $K = 1,15 C_{об}$ .

Годовая экономия может быть определена разностью суммарных затрат на эксплуатацию до и после модернизации:

$$\mathcal{E} = Z_0 - Z_m. \quad (5.2)$$

Затраты на эксплуатацию включают следующие составляющие (обычно в расчете на  $1000 \text{ м}^3$  сжатого воздуха):

$$\mathcal{E} = C_{э} - C_{o.в} + A + П, \quad (5.3)$$

где  $C_{э}$  — стоимость электроэнергии;

$C_{o.в}$  — стоимость оборотной воды;

$A$  — амортизационные отчисления;

$П$  — условно-постоянные расходы.

Амортизационные расходы для новой техники принимаются равными 9 % в год от первоначальной стоимости оборудования в расчете на  $1000 \text{ м}^3$ . Амортизационные расходы на существующую технику принимаются по действующим нормативам предприятия.

Условно-постоянные расходы включают заработную плату обслуживающего персонала, стоимость расходных материалов и запасных частей и т. п.

## **5.2 Приближенная оценка экономической эффективности и срока окупаемости при замене компрессоров**

Ниже приведем приближенную оценку срока окупаемости винтовых компрессорных установок при замене ими поршневых компрессоров. Считаем, что в структуре общих затрат  $Z$  основную долю (80–95 %) составляет стоимость электроэнергии, приближенно можно считать  $Z = 1,25 C_{э}$ .

Годовой график загрузки оборудования чаще всего представляет собой зависимость, близкую к синусоидальной, колеблющуюся между  $V_{max}$  и  $V_{min}$ . При этом среднее потребление определяется по формуле:

$$V_{cp} = \frac{V_{max} + V_{min}}{2}. \quad (5.4)$$

Считаем, что до модернизации компрессоры работают с постоянной фактической производительностью  $V_{\phi}$ , которая равна или меньше номинальной (паспортной), а колебания потребления ниже  $V_{\phi}$  обеспечивают сбросом излишнего воздуха в атмосферу. Винтовой же компрессор, имея систему регулирования, отслеживает изменение потребления воздуха, переходя на частичные режимы и затрачивая меньше мощности.

Режим работы компрессорной станции определяется коэффициентом сменности  $K_c$ , который равен 1/3; 2/3 и 1 соответственно для одно-, двух- и трехсменной работы. Общий фонд рабочего времени за год при условии 5 дневной рабочей недели и 11 месяцев эксплуатации равен:

$$T = 24 \cdot 22 \cdot 11 \cdot K_c = 5808 K_c \text{ час.}$$

Годовое потребление электроэнергии:

$$E = N_{номр} \cdot T, \text{ кВт}\cdot\text{час}, \quad (5.5)$$

где  $N_{номр}$  — фактическая мощность, потребляемая компрессором, кВт.

Годовые затраты на электроэнергию равны:

$$C_{\text{э}} = C_{\text{э}} \cdot E, \text{ руб}, \quad (5.6)$$

где  $C_{\text{э}}$  — цена электроэнергии в руб. за кВт·час.

Для нерегулируемого компрессора потребляемая мощность и производительность принимаются равными паспортным величинам, если компрессор новый. Если же компрессор находится давно в эксплуатации, то при отсутствии среднестатистических данных по эксплуатации фактическая потребляемая мощность принимается такой же, как и паспортная, а производительность ниже, что учитывается коэффициентом технического состояния  $K_{mc} \leq 1,0$ :

$$V_{\phi} = K_{mc} \cdot V_n, \text{ м}^3/\text{мин}. \quad (5.7)$$

Чем старше компрессор и хуже его техническое состояние, тем меньше значение коэффициента  $K_{mc}$ . Ориентировочно можно принимать значения коэффициента  $K_{mc}$  из таблицы 5.1.

Таблица 5.1 — Коэффициенты технического состояния компрессоров

Срок эксплуатации, лет		1–5	6–10	11–15	свыше 15
$K_{mc}$	поршневых компрессоров	1–0,9	0,9–0,75	0,75–0,65	0,65
	центробежных компрессоров	1–0,95	0,95–0,9	0,9–0,8	0,8
	винтовых компрессоров	1–0,95	0,95–0,9	0,9–0,8	0,85

Что касается регулируемых винтовых компрессоров, то их потребляемая мощность уменьшается с уменьшением производительности от номинальной величины  $V_n$  до требуемой  $V$  и может быть определена по формуле:

$$N = N_n \left[ \frac{V}{V_n} - k_N \left( 1 - \frac{V}{V_n} \right) \right], \text{ кВт}, \quad (5.8)$$

где  $V$  — осредненная за год производительность компрессора, в нашем случае  $V = V_{cp}$ ;

$k_N$  — коэффициент уменьшения мощности.

Для современных винтовых маслозаполненных компрессоров с регулированием перевода на холостой ход можно принять  $k_N = 0,5$ , тогда потребляемая мощность определится по выражению:

$$N = 0,5 N_n \left( 1 + \frac{V_{cp}}{V_n} \right), \text{ кВт}. \quad (5.9)$$

*Пример.* Потребность цеха обеспечивается воздушными поршневыми компрессорами 2ВМ10-50/8 Московского завода "Борец". Параметры номинальные:  $V_n = 50 \text{ м}^3/\text{мин}$ ;  $p_{к\text{ абс}} = 8 \text{ кг}/\text{см}^2$ , потребляемая мощность  $N_n = 275 \text{ кВт}$  (по паспорту). Коэффициент технического состояния определяем по таблице для срока эксплуатации 15 лет,

$K_{mc} = 0,65$ . Режим работы цеха трехсменный,  $K_c = 1$ . Уровень потребления цехом сжатого воздуха в течение года колеблется от 20 до 45 м<sup>3</sup>/мин. Фактическая средняя производительность равна  $V_\phi = 0,65 \cdot 50 = 32,5$  м<sup>3</sup>/мин.

В периоды, когда потребность выше, чем может обеспечить один компрессор (т. е. более 32,5 м<sup>3</sup>/мин), включается резервный компрессор.

Годовое потребление электроэнергии компрессором (без учета работы резервного компрессора):

$$E = 275 \cdot 5808 \cdot 1 = 1597200 \text{ кВт}\cdot\text{час.}$$

Годовые затраты на электроэнергию при цене 1-го кВт·час  $C_\varepsilon = 3,69$  руб.:

$$C_\varepsilon = 3,69 \cdot 1597200 = 5893668 \text{ руб.}$$

Общие затраты на эксплуатацию:

$$З = 1,25 \cdot C_\varepsilon = 1,25 \cdot 5893668 = 7367085 \text{ руб.}$$

Общая годовая выработка сжатого воздуха:

$$V_2 = 60 \cdot 32,5 \cdot 5808 = 11325600 \text{ м}^3.$$

Стоимость 1000 м<sup>3</sup> сжатого воздуха равна:

$$1000 \frac{З}{V_2} = \frac{1000 \cdot 7367085}{11325600} = 650,48 \text{ руб.}$$

Пусть предлагается заменить поршневой компрессор на винтовую воздушную установку типа ВВ-50/8М, выпускаемую АО «НПАО ВНИИкомпрессормаш», со следующими номинальными параметрами:  $V_n = 50$  м<sup>3</sup>/мин;  $N_n = 285$  кВт.

Так как фактическое среднее потребление сжатого воздуха  $V_{cp} = 32,5$  м<sup>3</sup>/мин, а винтовой компрессор оснащен системой регулирования переводом на холостой ход, то средняя потребляемая мощность определится по выражению (5.9).

Для винтового компрессора, оснащенного системой регулирования путем изменения частоты вращения, эта зависимость несколько иная:

$$N'_{mp} = N_m \frac{V_{cp}}{V_H}, \text{ кВт.} \quad (5.10)$$

Вычислим потребляемые мощности:

$$N = 0,5 \cdot 285 \left( 1 + \frac{32,5}{50} \right) = 235,125, \text{ кВт};$$

$$N'_{mp} = 285 \frac{32,5}{50} = 185,25, \text{ кВт.}$$

Годовое потребление электроэнергии для этих случаев:

$$E = 235,125 \cdot 5808 \cdot 1 = 1365606 \text{ кВт час};$$

$$E' = 185,25 \cdot 5808 \cdot 1 = 1075932 \text{ кВт час.}$$

Годовые затраты на электроэнергию соответственно:

$$C_{\mathcal{E}} = 3,69 \cdot 1365606 = 5039086,14 \text{ руб};$$

$$C'_{\mathcal{E}} = 3,69 \cdot 1075932 = 3970189,08 \text{ руб.}$$

Общие годовые затраты на эксплуатацию:

$$З = 1,25 \cdot 5039086,14 = 6298857,68 \text{ руб};$$

$$З' = 1,25 \cdot 3970189,08 = 4962736,35 \text{ руб.}$$

Соответственно стоимость  $1000 \text{ м}^3$  сжатого воздуха:

$$1000 \frac{З}{V_2} = \frac{1000 \cdot 6298857,68}{11325600} = 556,16 \text{ руб};$$

$$1000 \frac{З'}{V_2} = \frac{1000 \cdot 4962736,35}{11325600} = 438,18 \text{ руб},$$

т. е. на 14,36 % и 32,54 % ниже, чем для поршневого компрессора.

Годовая экономическая эффективность от замены поршневого компрессора винтовым (с той или иной системой регулирования) соответственно равны:

$$\mathcal{E} = 7367085 - 6298857,68 = 1068227,32 \text{ руб};$$

$$\mathcal{E}' = 7367085 - 4962736,35 = 2404348,65 \text{ руб.}$$

На самом деле эффективность будет ещё выше, т. к. здесь не учитывались затраты на включение резервного поршневого компрессора. Пусть, например, он включается лишь в первую смену. Тогда дополнительные годовые затраты на его эксплуатацию составят:

$$Z_{\text{дон}} = \frac{1}{3} Z = \frac{1}{3} \cdot 7367085 = 2455695 \text{ руб.}$$

Эти затраты отсутствуют у винтового компрессора и должны быть прибавлены к экономическому эффекту:

$$\mathcal{E} = 1068227,32 + 2455695 = 3523922,32 \text{ руб.};$$

$$\mathcal{E}' = 2404348,65 + 2455695 = 4860043,65 \text{ руб.}$$

Учитывая, что цена одного винтового компрессора ВВ-50/8М с регулированием холостого хода составляет 3267 тыс. руб и с частотным регулированием 5445 тыс. руб, то сроки окупаемости капитальных затрат по замене поршневых компрессоров одним винтовым компрессором равны:

а) для ВВ-50/8М с регулированием холостого хода:

$$T = \frac{1,15 \cdot 3267000}{3523922,32} = 1,07 \text{ года};$$

б) для ВВ-50/8М с регулированием частоты вращения:

$$T' = \frac{1,15 \cdot 5445000}{4860043,65} = 1,29 \text{ года.}$$

Вышеприведенная методика пригодна лишь для приближенных расчетов и прикидок. Уточненные расчеты должны учитывать экономию из-за воздушного охлаждения вместо водяного, уменьшения количества обслуживающего персонала, уменьшения затрат на плановые и капитальные ремонты и т. п.

### **5.3 Определение экономической эффективности компрессоров на основе стоимости их жизненного цикла**

Приведенная выше экономическая оценка эффективности новой техники основывается на методиках, утвержденных много лет назад. Экономический эффект новой техники исчисляется как суммарная экономия всех производственных ресурсов (капитальные вложения, материалы, живой труд) в расчетном году (годовой экономический эффект). За расчетный принимается первый год после внедрения новой техники.

Эта методика широко применяется при оценке эффективности замены устаревшей техники новой и определения срока окупаемости затрат. Предпочтение отдается тем образцам, которые обеспечивают более быструю окупаемость. Если поставлена цель выбора наиболее целесообразного в экономическом отношении варианта из ряда аналогичных, технически равноценных машин, то используют сравнительный технико-экономический расчет, основанный на сравнении приведенных затрат.

При проведении расчетов необходимо учитывать следующие факторы:

- одновременность затрат и получение экономического результата за расчетный период времени;
- дополнительный эффект, получаемый у сопряженных участников (например, при применении нового компрессора расчет экономического эффекта должен производиться не только для компрессорной станции, но и для потребителей сжатого газа, получающих газ более высокого качества);
- необходимость покрытия обязательств предприятия по внесению платежей за фонды, оплате процентов за банковский кредит и т. п.

Расчеты должны проводиться по всем изменяющимся во времени статьям.

В нынешних условиях хозяйствования при экономической нестабильности, кризисных явлениях, росте инфляции и индекса цен, изменении банковских ставок такая оценка, основанная на показателях расчетного года, некорректна.

В последнее время за рубежом получает распространение оценка эффективности затрат на основе методики определения стоимости жизненного цикла сложного оборудования.

Воздушные компрессоры общего назначения не относятся к числу дорогостоящих объектов длительного пользования. Однако если учесть, что компрессорная станция включает обычно несколько компрессоров, а также дополнительное вспомогательное оборудование, систему контроля и управления, разветвленную сеть воздухопроводов, то такая техническая система должна быть объектом долгосрочного экономического анализа. Основными элементами системы являются компрессоры. Применительно к компрессорным машинам, выпускаемым малыми сериями или партиями по однажды разработанной документации и требующим незначительного объема работ на демонтаж и утилизацию, в качестве срока жизненного цикла может быть принят только срок эксплуатации.

Жизненный цикл сложных машин состоит из следующих фаз: предэксплуатация, эксплуатация и послеэксплуатация. Фаза предэксплуатации включает подготовительные, проектные и строительно-монтажные работы. Фаза послеэксплуатации включает демонтаж и утилизацию.

Денежные потоки (в нашем случае затраты) на этапах жизненного цикла должны выражаться в прогнозных ценах. Определение прогнозных цен на длительный период связано с большими трудностями, так как в данном случае необходимо спрогнозировать изменения мировой и внутренней рыночной конъюнктуры, возможность кризисных явлений и т. п. Поэтому определение этих цен носит субъективный, вероятностный экспертный характер.

Прогнозная величина затрат на эксплуатацию машин в любом году жизненного цикла может быть определена по формуле:

$$Z_i = Z_1 V K_{ин}^{i-1}, \quad (5.11)$$

где  $Z_1$  — затраты в ценах первого года инвестиционного проекта;

$K_{ин}$  — средний индекс цен;

$i = 1, 2, \dots, m$  - порядковый номер года жизненного цикла.

Приведение будущих затрат к их ценности на базовый момент времени (первый год эксплуатации) называется дисконтированием и осуществляется путем умножения денежного потока за  $i$ -й год на коэффициент дисконтирования  $\alpha_i$ :

$$Z_{inp} = \alpha_i Z_i. \quad (5.12)$$

Коэффициент дисконтирования рассчитывают по формуле:

$$\alpha_i = \frac{1}{1 + E^{i-1}}, \quad (5.13)$$

где  $E$  — норма дисконта в долях единицы, которая является экзогенным (задаваемым определенными внешними причинами) нормативом, используемым для оценки эффективности инвестиционных проектов.

Коммерческую норму дисконта определяют с учетом динамики изменения индекса инфляции и цен, факторов риска и неопределенности, налоговых льгот.

Общие приведенные затраты по проекту в течение  $m$  лет жизненного цикла определяют по формуле:

$$\sum_i^m Z_{inp} = \sum_i^m \alpha_i Z_i, \quad i = 1, \dots, m, \quad (5.14)$$

или с учетом выражений (5.11) и (5.13):

$$\sum_i^m Z_{inp} = Z_i \sum_i^m \left( \frac{K_{ин}}{1 + E} \right). \quad (5.15)$$

Если структура ежегодных затрат в натуральном выражении в течение жизненного цикла изменяется (например, параллельно с текущими затратами на эксплуатацию в определенные периоды производятся затраты на текущие, средние и капитальные ремонты оборудования), то приведение затрат производят по каждому из периодов с последующим их суммированием:

$$\sum_i^m Z_{inp} = Z_1 + Z_2 + \dots + Z_{inp} + Z_{mnp}. \quad (5.16)$$

#### 5.4 Анализ затрат жизненного цикла винтового и поршневого компрессоров (пример)

Проведем сопоставление эффективности затрат в течение жизненного цикла от внедрения винтового (ВВ-50/8) и поршневого (2М10-50/8) компрессоров, имеющих одинаковые параметры применения. Основные показатели компрессоров приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 — Сопоставление эффективности затрат в течение жизненного цикла поршневого и винтового компрессоров

Компрессор	ВВ 50/8 (винтовой)	2М10-50/8 (поршневой)
1	2	3
<b>Технические данные</b>		
Производительность, м <sup>3</sup> /мин	50	50
Мощность, кВт:		
– потребляемая компрессором;	285	275
– дополнительная (вентилятором)	11	
Цена, руб.:		
– компрессора;	3 267 000	1 500 000
– дополнительного оборудования (концевой воздухоохладитель)	-	
Монтажные затраты, % цены	5	15
Стоимость монтажа, руб.	163 350	225 000
Всего (в ценах базового года), руб.	3 430 350	1 725 000
<b>Жизненный цикл, ч</b>		
Наработка до текущего ремонта	3 000	1500
Число текущих ремонтов в год	2	4
Ресурс до капитального ремонта, ч	40 000	30 000
Число капитальных ремонтов	1	2
Стоимость, руб.:		
– годовых текущих ремонтов с дисконтом;	140 000	15 0000
– капитальных ремонтов	1 036 000	90 0000
Затраты на техническое обслуживание за жизненный цикл с дисконтом	2 098 980	2 119 710

Продолжение таблицы 5.2

Компрессор	ВВ 50/8 (винтовой)	2MID-50/8 (поршневой)
1	2	3
<b>Эксплуатационные затраты</b>		
Электроэнергия		
Коэффициент загрузки оборудования	0,75	0,75
Экономия за счет автоматического регулирования, %	12,5	
Годовое потребление, кВт ч	1 562 000	1 650 000
Стоимость электроэнергии, руб.:		
– за 1 кВт ч	3,69	3,69
– за год	5 763 780	6 088 500
– за жизненный цикл с дисконтом	75 436 346	79 686 288
Смазочное масло	турбинное 22	КС19
Объем заправляемой емкости, л	370	100
Стоимость 1 л, руб.	85	70
Время между заменами масла, ч	4 000	2 000
Число замен в год	1,5	3
Унос масла, г/ч	15	150
Годовой расход масла, л	645	1200
Затраты на смазку машины, руб.:		
– годовые;	54 825	84 000
– за жизненный цикл с дисконтом	717 573	1 099 404
Охлаждающая вода		
Стоимость 1000 м <sup>3</sup> ; руб.	34168	57860
Расход воды, м <sup>3</sup> /ч	-	14,9
Годовое потребление, м <sup>3</sup>		89 400
Затраты на воду, руб.:		
– годовые;	-	3 054 619
– за жизненный цикл с дисконтом	-	40 115 555
Заработная плата		
Коэффициент обслуживания, чел/смена	0,15	0,76
Число основного обслуживающего персонала при трехсменной работе, чел	0,7	2,5
Заработная плата, руб.:		
– месячная с начислениями;	23000	82000
– за жизненный цикл с дисконтом	3 606 000	12 878 520
Амортизационные отчисления с дисконтом, руб.	2 104 773	966 379
Стоимость затрат жизненного цикла, руб.	87 394 022	138 590 856
Отклонение:		
– руб.;	-51 196 834	
– %	-36,94	

\* Расчеты выполнены в докризисных ценах.

## **5.4.2 Сравнительный анализ жизненных циклов винтового и поршневого компрессоров**

Отметим, что винтовой компрессор является более современной машиной: он компактен, поставляется в контейнере в состоянии 100 % готовности, не нуждается в фундаменте, оснащен системой регулирования, не требует постоянного обслуживания. Цена винтового компрессора в 2 раза выше цены поршневого, но общие капитальные затраты на его установку больше лишь в 1,5 раза.

Средний нормативный срок службы компрессорного оборудования составляет 15 лет. Если считать, что оборудование эксплуатируется в рабочие дни в трехсменном режиме с коэффициентом загрузки 0,7, то средняя годовая наработка составляет 6000 ч. Тогда жизненный цикл (назначенный ресурс) составляет  $15 \cdot 6000 = 90000$  ч.

Структура цикла технического обслуживания и ремонта поршневого компрессора состоит из ежемесячного технического осмотра, текущих ремонтов (ежемесячного, ежеквартального, полугодового) и капитального ремонта. Ресурс до капитального ремонта составляет 30000 ч или 5 лет. За жизненный цикл поршневой компрессор подвергается двум капитальным ремонтам (третий ремонт перед списанием нецелесообразен).

Поршневым компрессорам присущи износные явления из-за возвратно-поступательного движения деталей и циклически меняющихся нагрузок. Поэтому ряд деталей поршневых компрессоров относится к числу быстро изнашиваемых и требующих частой замены: уплотнительные кольца цилиндров, вкладыши подшипников, пластины клапанов и др. Затраты на приобретение запасных частей, на замену ими изношенных в процессе текущих ремонтов достаточно велики. Капитальный ремонт поршневых компрессоров связан с полной разборкой компрессоров, восстановлением ряда узлов, заменой многих деталей. Годовую стоимость текущих ремонтов поршневых компрессоров можно принять равной 10 %, а капитальных ремонтов — 60 % цены компрессора.

В инструкциях по эксплуатации винтовых компрессоров предусматриваются периодические технические обслуживания через каждые 3000 ч. Ресурс до капитального ремонта равен 40000 ч. Это значит, что за жизненный цикл целесообразно выполнить один капитальный ремонт.

Текущее обслуживание винтовых компрессоров предусматривает только замену воздушного и масляных фильтров, а через каждые два года — замену подшипников компрессора. Годовая стоимость текущего обслуживания оценивается в 5 % цены компрессора.

Капитальный ремонт компрессорной установки предусматривает замену винтового компрессорного блока, стоимость которого составляет 30–40 % цены компрессора.

В настоящее время наблюдается тенденция к переходу от планово-предупредительной системы обслуживания к обслуживанию по техническому состоянию машин. В этом случае должны быть использованы другие нормативы или статические данные.

Наибольшая статья затрат — эксплуатационные расходы. Затраты электроэнергии при номинальной нагрузке на привод обоих компрессоров сопоставимы, но в винтовой компрессорной установке имеется дополнительный приводной электродвигатель для осевого вентилятора. При коэффициенте загрузки 0,75 использование винтовых компрессоров приводит к повышению потребляемой энергии на 5 % из-за наличия системы автоматического регулирования.

Основным расходным материалом для компрессоров является смазочное масло. Для винтовых компрессоров применяются более дорогие минеральные и синтетические масла. Тем не менее, замена их производится в 2 раза реже, а безвозвратные потери в 10 раз меньше.

Большую экономию средств дает применение воздушного охлаждения масла и сжатого воздуха в винтовом компрессоре в отличие от водяной системы поршневых компрессоров. Это особенно существенно для районов с ограниченными водными ресурсами. Для нашего примера затраты на воду для охлаждения поршневого компрессора почти в 2 раза превосходят затраты на электроэнергию, потребляемую вентилятором воздушного охлаждения винтового компрессора.

Винтовые компрессоры не требуют постоянного присутствия персонала. Отдельно стоящие (локальные) компрессоры могут приводиться в действие и выключаться работниками производственных участков, использующих сжатый воздух, и лишь периодически (или по мере необходимости) должны осматриваться и обслуживаться машинистами.

Поршневые компрессоры обслуживает постоянный персонал. Расходы на заработную плату основных рабочих при использовании винтовых компрессоров в 3,5 раза ниже.

Расходы на амортизацию компрессоров вычислены исходя из ежеквартального норматива отчислений. При этом следует также учитывать, что затраты на капитальный ремонт относятся к стоимости основного оборудования на соответствующем этапе жизненного цикла: для винтового компрессора на 7-м году эксплуатации, а для поршневого компрессора на 6-м и 11-м годах.

Результаты расчетов стоимости жизненных циклов сравниваемых компрессоров приведены в таблице 5.2. Норма дисконта принята равной  $E = 0,1$  (10 %).

Стоимость жизненного цикла винтового компрессора на 51,2 млн. дисконтированных рублей или на 37 % ниже, чем у поршневого компрессора, хотя первоначальные затраты на приобретение винтового компрессора в 2,2 раза были выше. Сравнительный анализ статей расхода показывает, что экономия образуется в процессе длительной эксплуатации винтового компрессора за счет экономии электроэнергии и заработной платы, а также за счет относительного возрастания амортизационных расходов для поршневого компрессора. В действительности выигрыш будет еще более значительным с учетом следующих обстоятельств.

Опыт показывает, что капитальный ремонт поршневого компрессора не обеспечивает полный возврат его технического состояния к исходному. Производительность, удельная мощность, межремонтные ресурсы уменьшаются. Все это вызывает значительные дополнительные экономические потери.

Капитальный ремонт винтовой компрессорной установки предполагает замену компрессорного блока новым с полным

восстановлением исходного технического состояния. Отсюда вытекает дополнительная экономия средств на эксплуатационных расходах.

Должен быть учтен также факт получения экономического эффекта у смежников (в нашем случае — у потребителя сжатого воздуха за счет более равномерной, без пульсаций подачи более чистого воздуха, что обеспечивает увеличение ресурса пневмооборудования, позволяет отказаться от ресиверов и др.)

Расчеты наглядно иллюстрируют результат сравнения двух единичных компрессоров разных типов. Обычно компрессорные станции комплектуются несколькими компрессорами, работающими на общую сеть. В этом случае абсолютные величины затрат и экономии многократно увеличиваются.

Использование методики стоимости жизненного цикла оборудования позволяет эффективно решать ряд практически важных задач маркетингового анализа, оценки инвестиций, выбора проектных решений и оборудования и др.

Методика позволяет производить управление затратами в процессе эксплуатации с целью их оптимизации. Например, на определенных этапах жизненного цикла может быть сделана оценка целесообразности и принято решение о модернизации оборудования, о закупке более дорогих, но имеющих увеличенный ресурс запасных частей, масел и т. п. Может быть обосновано решение о продлении срока службы или более раннего вывода из эксплуатации оборудования. Методика позволяет рассчитать срок реконструкции оборудования (например, оснащение современной системой управления), при котором эти затраты еще смогут окупиться.

Методика может быть использована и для оценки инвестиционных проектов компрессорных станций промышленных предприятий. В этом случае в стоимость жизненного цикла должны быть включены дополнительные показатели: стоимость строительно-монтажных работ, таможенные расходы при закупке импортного оборудования, плата за вредные выбросы и стоки, выплаты по банковским кредитам и др.

### ***Контрольные вопросы***

1. Как определяется годовой экономический эффект от модернизации компрессорного оборудования?
2. Как определяется срок окупаемости новой техники?
3. Как определяется годовое потребление электроэнергии компрессорной установкой?
4. Из каких фаз состоит жизненный цикл компрессорной установки?
5. Как определяются общие приведенные затраты при реализации проекта в течение нескольких лет жизненного цикла?
6. Какие виды затрат учитываются при сопоставлении жизненных циклов винтового и поршневого компрессоров?
7. С какой целью проводится оценка стоимости жизненного цикла оборудования?

## Глава 6

# МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЭК С ВИНТОВЫМИ КОМПРЕССОРАМИ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ»

### 6.1 Введение

Изучение дисциплины "Проектирование пневмоэнергетических комплексов с винтовыми компрессорами для промышленных предприятий" состоит в освоении структуры и функционирования систем производства, транспортирования и потребления сжатого воздуха в пределах поверхностного пневмоэнергетического комплекса (ПЭК) промышленного предприятия на базе использования современных компрессорных нагнетателей сжатого воздуха — винтовых маслозаполненных компрессоров.

В настоящее время винтовые компрессоры повсеместно внедряются в производство, ими осуществляются масштабные мероприятия по децентрализации систем снабжения сжатым воздухом в крупных производственных объединениях, таких, например, как ОАО «Уфимское машиностроительное производственное объединение» (УМПО).

Освоение данной дисциплины базируется на знаниях, полученных при изучении курсов «Объемные гидромашины и объемные гидродвигатели», «Пневматические системы», «Теплотехника», «Механика жидкости». Приобретенные студентами знания служат основой для выполнения курсовой работы.

Курсовое проектирование проводится с целью систематизации, закрепления, расширения и контроля теоретических и практических знаний по дисциплине «Проектирование пневмоэнергетических комплексов с винтовыми компрессорами для промышленных предприятий».

Задачи курсового проектирования заключаются в приобретении умений самостоятельно рассчитывать потребность в энергоносителе по

исходным данным, выбирать основное и вспомогательное оборудование, составлять и рассчитывать принципиальную схему энергетической станции для выработки энергоносителя, выполнять тепловые, гидравлические и конструктивные расчеты аппаратов и коммуникаций.

В ходе проектирования студент должен проявить свои профессиональные знания и творческие способности для обоснованной разработки темы задания и уметь в сжатой и наглядной форме доказать преимущества принятых им решений.

Разработка проекта в конструкторских организациях происходит в несколько этапов: эскизное, техническое и рабочее проектирование. По характеру и глубине проработки курсовая работа приближается к техническому проекту и состоит из пояснительной записки и графической части.

Перед выполнением курсовой работы необходимо изучить соответствующие разделы из предлагаемой литературы [1–12].

## **6.2 Реферат**

Предоставить краткую характеристику проекта (чему он посвящен, какие решены проблемы), дать информацию о количестве листов пояснительной записки (печатных или рукописных) формата А4, таблиц, рисунков, а также об использованной литературе.

## **6.3 Тематика курсовых работ**

### **6.3.1 Индивидуальные задания**

Студентам, которые по характеру производственной деятельности будут заниматься проектированием, наладкой, исследованием, эксплуатацией и ремонтом оборудования систем производства и распределения энергоносителей, рекомендуется выполнять курсовую работу по индивидуальному заданию. Предпочтительным является сквозное проектирование, когда задание на курсовую работу является частью задания на будущий дипломный проект, направленный на решение реальных задач предприятия, на котором работает студент.

Темы курсовых работ могут быть приняты студентом в порядке личной инициативы или по заказу предприятия. Работы по новой

тематике с элементами исследований защищаются авторами как студенческие научно- или учебно-исследовательские. Такое проектирование предусматривает внедрение полученных результатов с получением фактического экономического эффекта.

Индивидуальное задание для курсовой работы включает проектирование новой или модернизацию действующей системы производства и распределения энергоносителей с целью повышения ее производительности, экономичности, безопасности работы и эксплуатации, снижения уровня загрязнения окружающей среды, максимального использования вторичных энергетических ресурсов.

При проведении расчетов схем распределения энергоносителей, обработки исходных данных, режимов работы оборудования, оптимизации характеристик системы рекомендуется использовать ЭВМ.

### **6.3.2 Задание для курсовой работы**

В качестве индивидуального задания может быть выбрано проектирование или модернизация пневмоэнергетического комплекса одного из промышленных предприятий ЛНР (см. Приложение В). Если студент не выбрал самостоятельно индивидуальное задание по курсу, то он должен выполнить курсовую работу на тему: "Расчет и проектирование поверхностного пневмоэнергетического комплекса (ПЭК) промышленного предприятия".

Вариант курсового проекта студенты должны выбирать по таблице 6.1.

Таблица 6.1 — Исходные данные для вариантов заданий

Вариант / Показатель	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Номер функциональной схемы	1	2	1	2	2	1	1	2	1	2	1	2	1	2	1
Потребители по цехам:															
<u>1. Механический цех:</u>															
- оборудование: штамповочный молот 2т	2	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	2	1	2	2
обдувочные посты Д4	3	3	4	5	4	6	3	4	5	6	7	3	3	3	4
машины для резки металла 0,15-1 кВт	4	3	2	2	3	3	4	2	2	3	2	3	4	3	2
- инструмент: пневмозажимы	12	10	12	9	10	15	9	7	12	11	8	12	10	11	13
<u>2. Сборочный цех:</u>															
- инструмент: пневмодрели $\varnothing 15 - 2$ кВт,	10	8	7	10	11	8	7	10	9	5	10	10	8	7	6
шлифмашины 0,15-1 кВт,	4	5	4	4	5	6	3	4	5	6	7	5	8	6	7
винтозавертывающие машины 0,15-1 кВт	10	12	14	9	8	10	12	11	14	10	11	9	7	10	12
<u>3. Литейный цех:</u>															
- оборудование: формовочные машины,	4	3	5	4	3	5	8	7	6	5	4	5	4	3	5
пескоструйные аппараты 0,5 МПа	4	4	5	6	7	5	3	8	7	6	5	4	4	5	6
- инструмент: вибраторы															
<u>4. Покрасочный цех:</u>															
- инструмент: пульверизаторы	6	5	6	7	6	5	4	6	7	5	4	5	7	9	10

Продолжение таблица 6.1

Вариант Показатель	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Номер функциональной схемы	2	1	1	2	2	1	1	2	1	2	2	1	1	2	1
Потребители по цехам:															
<u>1. Механический цех:</u>															
- оборудование: штамповочный молот 2т	1	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	1	2	1
обдувочные посты Д4	4	5	3	6	4	3	4	5	3	7	5	6	4	5	3
машины для резки металла 0,15-1 кВт	3	5	3	4	2	4	5	3	4	2	3	5	3	2	4
- инструмент: пневмозажимы	9	12	10	12	9	8	11	9	7	12	10	8	12	10	7
<u>2. Сборочный цех:</u>															
- инструмент: пневмодрели ø15 – 2 кВт,	8	11	9	8	12	10	8	7	12	10	8	7	11	10	12
шлифмашины 0,15-1 кВт,	6	3	5	6	4	5	7	3	4	3	5	7	4	3	6
винтозавертывающие машины 0,15-1 кВт	8	10	12	14	9	11	14	9	10	14	12	10	8	6	9
<u>3. Литейный цех:</u>															
- оборудование: формовочные машины,	5	3	6	4	4	3	5	6	7	3	6	4	5	3	6
пескоструйные аппараты 0,5 МПа	5	3	6	4	5	7	4	6	5	4	6	3	5	4	3
- инструмент: вибраторы															
<u>4. Покрасочный цех:</u>															
- инструмент: пульверизаторы	5	7	9	10	12	4	5	7	6	8	9	4	8	6	5

## **6.4 Расчетная часть**

### **6.4.1 Требования к пояснительной записке**

Материал, включаемый в пояснительную записку, должен быть конкретным, кратким и систематизированным. Не следует приводить материал обзорного характера, справочные данные из литературных источников должны даваться в минимально необходимом объеме. Общеизвестные методики расчета и определения величин излагать не следует, достаточно на них сослаться в тексте.

Пояснительная записка должна включать титульный лист, задание для курсовой работы, содержание, введение, основную часть, выводы, библиографический список, приложения (при необходимости).

В содержании перечисляются заголовки всех разделов и подразделов, имеющих в пояснительной записке, с указанием номеров страниц.

Во введении необходимо охарактеризовать сжатый воздух как технологический энергоноситель, КС — как энергетическую станцию для его выработки. Введение должно завершаться формулировкой цели курсовой работы.

Основная часть пояснительной записки включает следующие разделы: составление функциональной схемы ПЭК, расчет расхода сжатого воздуха, выбор компрессоров для КС и определение возможных вариантов их совместной работы, определение диаметров основных воздухопроводов ПЭК, компоновка КС с винтовыми компрессорами, расчет теплового баланса КС и разработка системы охлаждения КС, расчет и выбор конструкции сепараторов для отвода конденсата, расчет экономической эффективности ПЭК с винтовыми маслозаполненными компрессорами.

В выводах кратко по пунктам приводятся результаты проектирования КС.

Библиографический список составляется в порядке упоминания используемых литературных источников в тексте и оформляется по ГОСТ 7.1-2003.

В приложениях рекомендуется помещать повторяющиеся расчеты по одной и той же методике, представленные в табличной форме, а также распечатки с ЭВМ.

Текст пояснительной записки делится на разделы и подразделы. Каждый раздел должен начинаться с новой страницы. Разделы и подразделы должны иметь краткие, содержательные заголовки.

Порядок изложения расчетов: эскиз или схема рассчитываемого элемента или устройства (при необходимости), данные для расчета, задача расчета с указанием, что требуется определить при расчете, условия расчета, расчет и технические характеристики выбранного оборудования со ссылкой на литературный источник, из которого они взяты.

При выполнении расчетов сначала выписывают формулу, затем подставляют численные значения величин и в конце записывают полученный результат. В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими стандартами. Все расчеты производятся в международной системе единиц (СИ).

Ниже приводится методика проектирования компрессорной станции для промышленного предприятия.

## **6.5 Составление функциональной схемы пневмоэнергетического комплекса промышленного предприятия с использованием винтовых компрессоров**

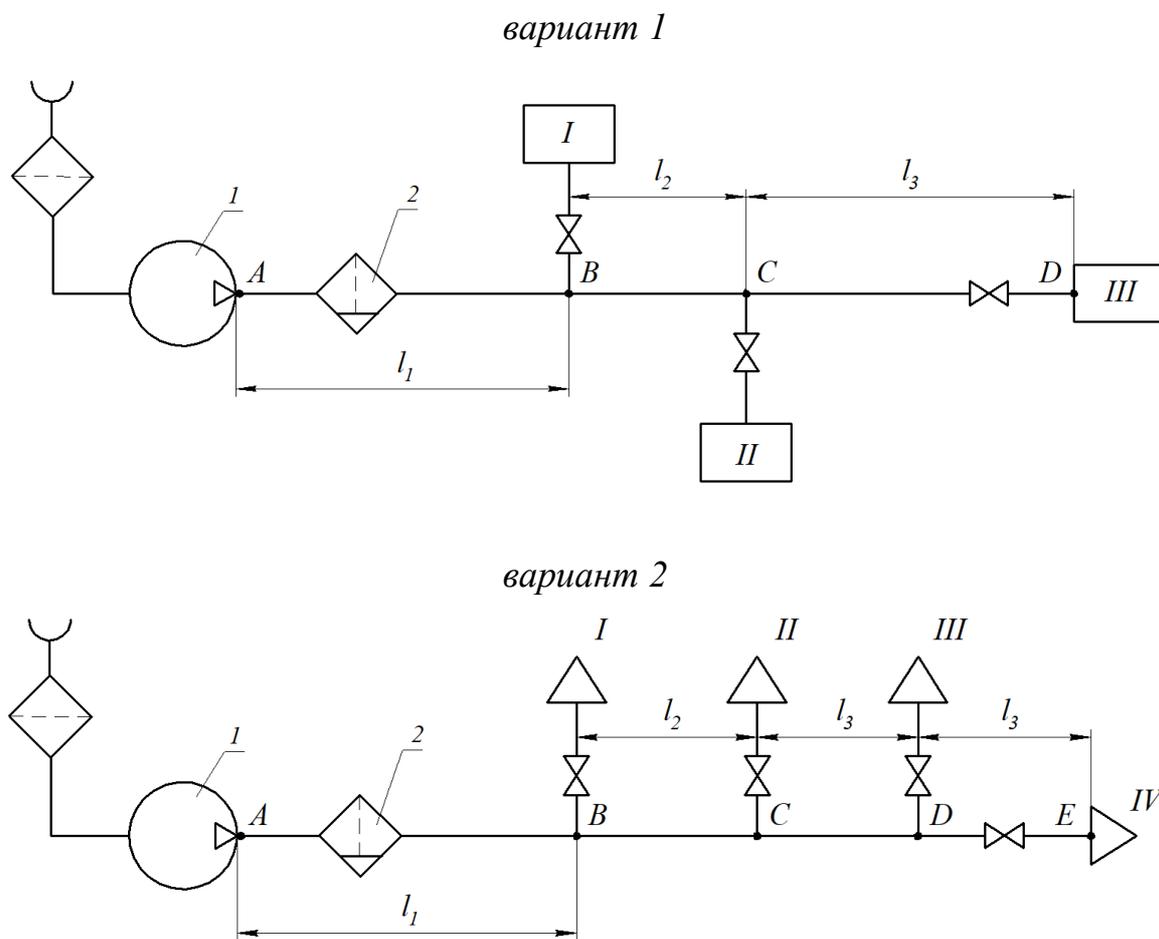
Пневмоэнергетический комплекс (ПЭК) — это совокупность составляющих систем:

- компрессорной станции;
- пневматической сети;
- потребителей сжатого воздуха.

ПЭК может иметь как поверхностное (наземное) расположение (заводы), так и подземное расположение (шахты). В качестве нагнетателей сжатого воздуха используются винтовые маслозаполненные компрессоры, как наиболее компактные и удобные для эксплуатации машины. Как показывает практика, поверхностный

ПЭК обеспечивает ряд цехов или участков промышленного предприятия, имеющих пневматическое оборудование. Это прежде всего такие цеха, как: а) механический; б) сборочный; в) литейный; г) покрасочный; д) котельный и др.

Функциональные схемы ПЭК с винтовыми компрессорами приведены на рисунке 6.1 и рисунке 6.2 для варианта 1 (три цеха) и варианта 2 (четыре цеха). Схема воздухообеспечения потребителей — древовидная (см. пункт 2.2). Расстояние между пунктами потребления и КС лежат в пределах 50–100 м.



*1 — компрессорный агрегат; 2 — маслоотводитель (сепаратор);  
I, II, III, IV — пункты потребления (I — механический цех; II — сборочный цех; III — литейный цех; IV — покрасочный цех)*

Рисунок 6.1 — Функциональная схема ПЭК с винтовыми компрессорами:  
вариант 1 — для трех цехов; вариант 2 — для четырех цехов

Обычно цеха оснащены типовым пневматическим оборудованием и пневматическими инструментами. К примеру, механический цех оснащен пневматическим оборудованием: штамповочным молотом, обдувочными постами, сверлильными машинами, машинами для резки металла (пилами, ножницами) винтозавертывающими машинами, инструментом: пневмозажимами. Сборочный цех оснащен инструментом: пневмодрелями, шлифмашинками. Литейный цех: формовочными машинами, пескоструйными аппаратами. Покрасочный цех: пульверизационными аппаратами, пескоструйными аппаратами. Котельный цех: сверлильными машинами, клепальными молотками.

### **6.6 Расчет расхода сжатого воздуха по цехам и по предприятию в целом**

Целью расчета является определение максимальных нагрузок на компрессорную станцию (КС). Максимальная длительная нагрузка позволяет выбрать компрессоры для КС, максимальная возможная нагрузка используется для определения диаметров трубопроводов сжатого воздуха.

Расчет максимальных нагрузок базируется на определении средней пневмонагрузки цеха (участка) и предприятия в целом.

Расчетный метод предполагает:

- 1) установление количества потребителей сжатого воздуха и их типов;
- 2) применение статистических коэффициентов;
- 3) определение типа и числа винтовых компрессоров и анализ вариантов их использования;
- 4) определение расходов сжатого воздуха по цехам и расчета диаметров воздухопроводов, питающих сжатым воздухом цеховых потребителей;
- 5) определение величин утечек и влагосодержания;
- 6) решение эксплуатационных вопросов и вопросов экономического характера.

Исходные данные для расчета являются величины, указанные в разделе 2.3.

Для определения расчетного расхода сжатого воздуха по цехам и всего расхода по предприятию следует воспользоваться материалом, изложенным в п. 2.3 частности формулами (2.1)–(2.13).

Для выполняемого варианта курсового проекта необходимо составить таблицу перечня пневмооборудования и пневмоинструмента и расчета потребности сжатого воздуха по форме таблицы 6.2, при этом используются справочные данные из Приложения Г.

Таблица 6.2 — Расчет потребности сжатого воздуха (пример для варианта 1)

Потребитель	Кол-во ед.	Расход, $m^3/час$	$k_{исп}$	$k_{одн}$	$k_{изн}$	$k_{заг\ p}$	$V_{ср}, m^3/час$	$q_{ум}, m^3/час$	$\sum V_{ср} + q_{ум}, m^3/час$	Участок
<i>Механический:</i>										
обдувочный пост,	3	105	0,2	-	1,15		24,15			А-В
пневмозажим,	12	1428	-	0,64	1,1		703,72			
штамповочный молот	2	1916	0,5	-	1,1		1053,8			
Итого:							1781,67	178,17	1959,84	
<i>Сборочный:</i>										
пневмодрели,	10	360	-	0,64	1,2	0,6	165,89			В-С
шлифмашинки	4	240		0,78	1,2	0,6	134,78			
Итого:							300,67	30,07	330,74	
<i>Покрасочный:</i>										
пульверизаторы	6	90	-	0,78	1,1	0,5	38,61			С-D
Итого:							38,61	3,86	42,47	
Всего:		4139					2120,95	212,10	2333,05	

### 6.7 Выбор типа винтовых компрессоров, определение их числа и анализ возможных вариантов использования в КС

В настоящее время промышленные предприятия переоснащают свой компрессорный парк. Вместо устаревших поршневых и турбокомпрессоров внедряются в практику винтовые компрессоры, поэтому при выборе типа компрессорных машин будем ориентироваться на винтовые маслозаполненные компрессоры.

Технические характеристики компрессоров представлены в Приложении А. Типы и количество рабочих компрессоров определяются анализом возможных вариантов их использования в КС (см. пункт 2.5).

Количество резервных  $m_{рез}$  компрессоров определяется производственной необходимостью, обычно  $m_{рез} = 1 \dots 3$ .

Таким образом, количество установленных компрессоров:

$$m_{уст} = m_{раб} + m_{рез}. \quad (6.1)$$

Если выбраны одинаковые компрессоры с производительностью  $V_k$ , то:

$$m_{уст} \geq \frac{V_{\delta}^{max}}{V_k}. \quad (6.2)$$

Таким образом, при прохождении максимальной длительной нагрузки включаются рабочие и резервные компрессоры.

Установленная производительность КС определится по формуле:

$$V_{уст} \geq m_{уст} \cdot V_k. \quad (6.3)$$

В аварийных ситуациях возможен выход из строя одного компрессора, что учитывается коэффициентом покрытия максимальной длительной нагрузки:

$$k_n = \frac{V_{уст} - V_k}{V_{\delta}^{max}}. \quad (6.4)$$

Значение  $k_n$  определяется категорией технологических процессов, которые обеспечиваются сжатым воздухом

Если категория технологических процессов не допускает снижения подачи сжатого воздуха, то  $k_n = 1$ . Если допустимо снижение подачи воздуха, то  $k_n = 0,75 - 0,9$ .

При использовании на КС компрессоров разной производительности возможен выход из строя компрессора с наибольшей производительностью.

Пример анализа возможных вариантов использования разных типов компрессоров в КС приведен в пункте 2.5.

## **6.8 Рекомендации по компоновке компрессорной станции с винтовыми компрессорами**

В зависимости от числа компрессоров необходимо руководствоваться рекомендациями, изложенными в пункте 2.6 пособия.

## **6.9 Расчет баланса тепла, выделяемого винтовыми маслозаполненными компрессорами в КС**

Расчет количества тепла, поступающего вовнутрь помещения КС, следует производить по формулам, представленным в главе 2. Здесь необходимо руководствоваться следующей последовательностью расчета:

1. Определить полную мощность, потребляемую винтовой компрессорной установкой по формуле (2.19).

2. Рассчитать значение индикаторной мощности по формуле (2.20).

3. Для расчета теплового режима принять температуру всасываемого воздуха  $T_g = 20^\circ\text{C}$ , температуру нагнетаемого воздуха  $T_n = 85^\circ\text{C}$ , степень сжатия  $\varepsilon = 7$ .

4. Выбрать необходимый тип масла для винтового компрессора с использованием справочных данных из приложений Д, Е и Ж.

5. Определить количество тепла, отводимого с маслом по формуле (2.22).

6. Определить количество тепла, уносимого воздухом в пневмосеть, по формуле (2.24)

7. Рассчитать мощность механических потерь по формуле (2.25).

8. Определить мощность, эквивалентную количеству тепла, отведенного через корпус машины вследствие лучеиспускания и конвекции по формуле (2.26) и количество тепла, отведенное в окружающую среду от вентилятора по формуле (2.27).

9. Определить все количество тепла от применения воздушного охлаждения масла в помещении КС. При этом необходимо учесть количество работающих компрессоров по формуле (2.19). Далее следует выбрать схему обеспечения теплового режима КС, исходя из рисунка 2.7, рассчитать схему вентиляции и выбрать вентилятор для проветривания КС.

## **6.10 Определение расхода сжатого воздуха по участкам сети и диаметров труб простых участков магистрального трубопровода**

Целью гидравлического расчета пневматической сети ПЭК является определения расходов сжатого воздуха на участках в пневматической сети, диаметров воздухопроводов и потерь давления на простых участках магистрального трубопровода.

Магистральный трубопровод состоит из простых, последовательно соединенных, участков (см. рисунок 6.1), например, трубопровод, соединяющий КС с самым удаленным пунктом потребления  $A - D$ , состоит из простых участков:  $|AD| = |AB| + |BC| + |CD|$ .

Простым участком называется трубопровод без ответвлений. Методика расчета простых участков изложена в пункте 3.2. Следует указать, что расчет начинается с самого удаленного от КС участка. В варианте 1 — это участок  $C - D$ , в варианте 2 — участок  $D - E$ . Для определения диаметров  $d_i$  (мм) простых участков  $D - E$ ,  $C - D$ ,  $B - D$  и  $A - B$  необходимо воспользоваться данными расчета расхода воздуха цехами (таблица 6.2) и формулой (3.9).

### 6.11 Определение потерь давления на простых участках и давлений в узловых точках пневматической сети

Потери давления на простых участках пневматической сети и давления в узловых точках  $B$ ,  $C$ ,  $D$  рассчитываются по формулам раздела 3.3 и справочные данные берутся из Приложений И, К и Л.

Данные расчета расходов, скоростей, диаметров и потерь давления на простых участках заносятся в таблицу 6.4.

Таблица 6.4 – Расчетные параметры пневмосети

№ п/п	Обозначение участка на схеме	Длина участка, м	Расчетный расход воздуха $V_p$ , м <sup>3</sup> /мин	Скорость воздуха $v$ , м/с	Расчетный диаметр трубы $d_p$ , мм	Стандартный диаметр $d$ , мм	Потери давления $\Delta p$ , Н/м <sup>2</sup>
1	$D - C$	50					
2	$C - D$	50					
3	$B - C$	50					
4	$A - B$	100					
5	$A - D$	250					
6	$A - E$	300					

## **6.12 Выбор системы регулирования и схемы автоматизации**

Расчет системы регулирования и выбор схемы автоматизации осуществляется в соответствии с положениями, сформулированными в пункте 4.1.

## **6.13 Расчет параметров регулирования при переводе компрессора в режим холостого хода**

Расчет параметров регулирования при переводе компрессора в режим холостого хода осуществляется в соответствии с положениями, сформулированными в пункте 4.2.

## **6.14 Расчет сепараторов**

Расчет и выбор сепараторов осуществляется в соответствии с положениями, сформулированными в пункте 4.4, а также технических характеристик, приведенных в Приложении М.

## **6.15 Меры безопасности при обслуживании КС**

Необходимо привести требования по безопасной эксплуатации КС и составить таблицу дополнительных технических решений, разрабатываемых на принципиальной схеме КС (см. Приложение Н).

## **6.16 Сравнение затрат на жизненные циклы компрессоров**

Необходимо воспользоваться данными таблицы 5.2.

## **6.17 Сопоставление машин по эксплуатационным качествам**

Сравнение эксплуатационных параметров машин произвести в соответствии с пунктом 5.4.2. и используя Приложение П.

## **6.18 Выполнение пояснительной записки и графической части**

Пояснительная записка курсовой работы оформляется согласно требований ЕСКД по ГОСТ 2.105-95 на листах формата А4 и может быть выполнена в печатном (компьютерном) или рукописном

вариантах. Примеры выполнения титульного листа, реферата и содержания представлены в приложениях Р, С и Т. При выполнении пояснительной записки в печатном (компьютерном) виде текст необходимо печатать через полтора интервала (кегель 14), формулы набирать в редакторе формул Microsoft Equation 3.0; MathType версии не выше 6.5. Требования по содержанию пояснительной записки приведены в п. 6.4.1.

Графическая часть проекта на двух листах чертежной бумаги формата А1 (594 × 841 мм). Чертежи имеют следующие наименования и содержание:

Лист 1. Поверхностный ПЭК предприятия с винтовыми компрессорами.

Лист 2. Основные элементы винтовой компрессорной установки.

На листе 1 располагаются:

а) функциональная схема пневмоэнергетического комплекса предприятия (ПЭК);

б) рабочая камера винтового компрессора и торцевые сечения роторов;

в) функциональная схема винтового маслозаполненного компрессора со спецификацией;

г) общий вид винтовой компрессорной установки (вид сбоку и вид сверху).

На листе 2 размещается следующая информация:

а) схема пневмогидравлическая винтового компрессора со спецификацией;

б) схема регулирования подачи путем перевода компрессора на холостой ход;

в) план размещения винтовых компрессоров в помещении компрессорной станции.

г) проектная схема вентиляции компрессорной станции.

Эскизы листов 1 и 2 графической части представлены в Приложении У.

### ***Контрольные вопросы***

1. Из каких элементов строится функциональная схема ПЭК?
2. Приведите порядок расчета расхода сжатого воздуха по цехам и по предприятию в целом.
3. Что выражает коэффициент покрытия максимальной длительной нагрузки?
4. Как определяется количество резервных и установленных компрессоров на КС?
5. Что выражает коэффициент использования установленной производительности и как определяется коэффициент резерва КС?
6. С какой целью проводится расчет баланса тепла, выделяемого винтовыми маслозаполненными компрессорами в КС?
7. Приведите последовательность расчета количества тепла, поступающего в помещение КС.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бондаренко, Г. А. Винтовые воздушные компрессорные станции : учебное пособие [Текст] / Г. А. Бондаренко. — Сумы : Изд-во СУМГУ, 2005. — 255 с.
2. Бондаренко, Г. А. Винтовые компрессоры в системах обеспечения сжатым воздухом [Текст] / Г. А. Бондаренко, П. Е. Жарков. — Сумы : СумГУ, 2003. — 134 с.
3. Бондаренко, Г. А. Компрессорные станции и системы воздухообеспечения промышленных предприятий с винтовыми компрессорами : учебное пособие [Текст] / Г. А. Бондаренко. — Сумы : Изд-во СУМГУ, 2003. — 63 с.
4. Рутковский, Ю. А. Пневмоэнергетические системы промышленных предприятий (расчет, проектирование, эксплуатация) : учебное пособие [Текст] / Ю. А. Рутковский, А. Ю. Рутковский. — Алчевск : ГОУ ВПО ЛНР «ДонГТУ», 2019. — 321 с.
5. Рутковский, Ю. А. Пневмоэнергетические системы промышленных предприятий : учебное пособие. Ч.1. Воздушные поршневые компрессоры [Текст] / Ю. А. Рутковский, А. Ю. Рутковский. — Алчевск : ДонГТУ, 2008. — 517 с.
6. Правила устройства и безопасной эксплуатации стационарных компрессорных установок, воздухопроводов и газопроводов. Пб 03-581-03 [Текст] // Российская газета. — 2003. — № 120/1 (3234/1).
7. Расположение компрессора и оптимальные условия работы [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://www.atlascopco.com/ru-ru/compressors/wiki/compressed-air-articles/optimal-working-conditions-compressor-room>.
8. Бондаренко, Г. А. Инженерная теория регулирования винтовых компрессоров переводом на холостой ход [Текст] / Г. А. Бондаренко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2003. — №3(49). — С. 63-71.
9. Бондаренко, Г. А. Компрессорные станции: учебное пособие. В 2ч. Ч. 1. Воздушные компрессорные станции [Текст] / Г. А. Бондаренко, Г. В. Кирик. — Сумы : Сумской государственной университет, 2012. — 344 с.

10. Жарков, П. Е. Газовые компрессорные станции: Опыт разработки: Монография [Текст] / П. Е. Жарков, Г. А. Бондаренко, В. Н. Радзиевский. — Сумы : Университетская книга, 2015. — 285 с.

11. Алхазов, Г. Г. Воздушные поршневые компрессорные станции машиностроительных заводов [Текст] / Г. Г. Алхазов. — М. : Машгиз, 1961. — 112 с.

12. Сакун, И. А. Винтовые компрессоры. [Текст] / И. А. Сакун. — Л. : Машиностроение, 1970. — 400 с.

## **ПРИЛОЖЕНИЯ**

## Приложение А

Таблица П1 — Основные характеристики винтовых маслозаполненных компрессоров АО "НПАО ВНИИкомпрессормаш"

Технические характеристики	НВЭ-2,2/0,6	НВЭ-3,5/0,6	НВЭ-6/0,7	НВЭ-10/0,7	НВЭ-15/0,7	ВВ-25/8	ВВ-32/8	ВВ-50/8
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Производительность по условиям всасывания, м <sup>3</sup> /мин	2,2	3,5	6,2	10	15	5	2	0
Давление начальное, кгс/см <sup>2</sup>	1,033							
Давление конечное номинальное, кгс/см <sup>2</sup>	7,0	7,0	7,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0 (10)
Начальная температура, номин., °С	20							
Максимальная, °С	35	35	35	40	40	40	40	40
Минимальная, °С	+5	+5	+5	-5	+5	40	-40	+10
Конечная температура, не более, °С	60	60	100	60	60	105	105	60
Мощность потребляемая, кВт	13	20,7	35,9	60	80,8	162	180	285 (350)
Удельная потребляем. мощность, кВт/м <sup>3</sup> /мин	5,9	5,9	5,8	6,0	5,4	5,9	5,6	5,7
Унос масла, г/м <sup>3</sup> , не более	0,02	0,02	0,02	0,01	0,005	0,005	0,005	0,005
Уровень шума,* дБ, не более	92	92	92	95	95	97	97	97
Мощность электродвигателя, кВт	15	22	45	75	НО	200	200	315 (400)
Частота вращения вала, об/мин	3000	3000	1500	3000	1500	3000	3000	1470
Напряжение питания, В	380	380	220/380	380/660		380/660 (6000)		
Длина, мм	1400	1400	1900	2250	2300	2420	2420	4900
Ширина, мм	1200	1200	1050	1450	1320	1000	1000	2400
Высота, мм	1200	1200	1500	2315	1900	1865	1865	1985
Масса установки, кг	650	680	1200	1800	2500	4200	4200	6800
Ресурс до капремонта при использовании импортных масел, час	40000							
Типоразмер компрессора винтового GHH-Rand	CF 75D CF 64R	CF 75D	CF 90 G5	CF 90 LG3	CF 128G	CF 180R	CF 180R	CF 246G

\* Возможно шумозаглушенное исполнение.

## Приложение Б

Таблица П2 — Технические характеристики осевых вентиляторов типа  
ВО 13-284 ДУ с диаметром рабочего колеса 630 и 800 мм

ВО 13-284...	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения РК, об/мин	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Полное давление, Па	Масса, кг
4/15°-6,3ДУ	71А6	0,37	880	1,65-1,75	55-25	115
4/20°-6,3ДУ	71А6	0,37	880	0,9-2,0	60-35	115
4/25°-6,3ДУ	71А6	0,37	880	1,3-2,4	65-45	115
4/15°-6,3ДУ	71В4	0,75	1370	1,0-2,7	130-55	115
4/20°-6,3ДУ	71В4	0,75	1370	1,4-3,2	145-80	115
4/25°-6,3ДУ	71В4	0,75	1370	2,0-3,7	155-105	115
4/30°-6,3ДУ	71В4	0,75	1370	2,8-4,1	160-135	115
6/15°-6,3ДУ	71А6	0,37	880	0,73-1,8	72-30	115
6/20°-6,3ДУ	71А6	0,37	880	0,91-2,2	81 -41	115
6/25°-6,3ДУ	71А6	0,37	880	1,7-2,6	88-55	115
6/15°-6,3ДУ	71В4	0,75	1370	1,1 -2,9	170-65	120
6/20°-6,3ДУ	71В4	0,75	1370	1,4-3,5	190-95	120
6/25°-6,3ДУ	71В4	0,75	1370	2,0-3,9	205-125	120
6/30°-6,3ДУ	80А4	1,1	1370	2,7-4,4	215-155	120
8/20°-6,3ДУ	71А6	0,37	880	1,0-2,3	95-45	120
8/25°-6,3ДУ	71А6	0,37	880	1,3-2,7	110-62	120
8/30°-6,3ДУ	71А6	0,37	880	1,9-3,0	113-74	120
8/20°-6,3ДУ	71В4	0,75	1370	1,6-3,6	215-100	120
8/25°-6,3ДУ	80А4	1,1	1370	1,9-4,2	245-140	120
8/30°-6,3ДУ	80В4	1,5	1370	2,8-4,6	250-165	120
10/20°-6,3ДУ	71А6	0,37	880	1,1-2,4	102-48	115
10/25°-6,3ДУ	71А6	0,37	880	1,3-2,8	113-68	115
10/30°-6,3ДУ	71В6	0,55	880	1,9-3,0	121-77	115
10/20°-6,3ДУ	71В4	0,75	1370	1,6-3,7	235-110	115
10/25°-6,3ДУ	80А4	1,1	1370	2,0-4,4	275-150	120
10/30°-6,3ДУ	80В4	1,5	1370	2,8-4,7	280-175	120
4/15°-8ДУ	80А6	0,75	910	1,3-3,7	90-40	165
4/20°-8ДУ	80А6	0,75	910	1,9-4,3	105-55	165
4/25°-8ДУ	80А6	0,75	910	2,8-5,0	110-75	165

Продолжение таблицы П2

ВО 13-284...	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения РК, об/мин	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Полное давление, Па	Масса, кг
4/15°-8ДУ	80А4	1,1	1370	2,0-5,5	205-90	165
4/20°-8ДУ	80В4	1,5	1370	2,9-6,5	235-130	165
4/25°-8ДУ	90L4	2,2	1400	4,2-7,7	269-180	175
4/30°-8ДУ	100S4	3	1400	5,9-8,6	270-230	180
6/15°-8ДУ	80А6	0,75	910	1,5-3,9	120-45	165
6/20°-8ДУ	80А6	0,75	910	1,9-4,7	135-70	165
6/25°-8ДУ	80А6	0,75	910	2,8-5,4	145-90	165
6/30°-8ДУ	80В6	1,1	910	3,6-6,0	155-110	165
6/20°-8ДУ	90L4	2,2	1400	2,9-7,2	320-160	175
6/25°-8ДУ	100S4	3	1400	4,3-8,2	345-210	180
6/30°-8ДУ	100L4	4	1400	5,6-9,2	365-265	185
8/20°-8ДУ	90L6	1,5	910	2,2-4,9	150-75	175
8/25°-8ДУ	90L6	1,5	910	2,6-5,7	170-100	175
8/30°-8ДУ	90L6	1,5	910	3,8-6,2	175-120	175
8/20°-8ДУ	90L4	2,2	1400	3,3-7,5	360-175	175
8/25°-8ДУ	100L4	4	1400	4,0-8,8	410-235	185
8/30°-8ДУ	100L4	4	1400	5,9-9,6	420-280	185
10/20°-8ДУ	901L6	1,5	910	2,2-5,0	165-75	175
10/25°-8ДУ	901L6	1,5	910	2,7-6,0	195-105	175
10/30°-8ДУ	901L6	1,5	910	3,9-6,4	195-125	175
10/20°-8ДУ	100S4	3	1400	3,4-7,7	395-185	180
10/25°-8ДУ	1001L4	4	1400	4,2-2,2	465-225	185
10/30°-8ДУ	112M4	5,5	1400	6,0-9,9	465-295	200

**Приложение В**

**ПЕРЕЧЕНЬ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ, ИМЕЮЩИХ  
ПОТРЕБНОСТЬ В РЕКОНСТРУКЦИИ И МОДЕРНИЗАЦИИ  
ПНЕВМОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА**

1. ЗАО «ВНЕШТОРГСЕРВИС» ФИЛИАЛ 12 «АЛЧЕВСКИЙ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ КОМБИНАТ» (производство чугуна, стали, металлопроката).
2. ФИЛИАЛ «ПЕРЕВАЛЬСКИЙ РЕМОНТНО-МЕХАНИЧЕСКИЙ ЗАВОД» ГУП ЛНР «ЦЕНТРУГОЛЬ» (ремонт и изготовление горношахтного оборудования, выпуск стального литья).
3. ГП «ЛУТУГИНСКИЙ НАУЧНО - ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ВАЛКОВЫЙ КОМБИНАТ» (производство валков всех типов и размеров)
4. ООО «ЗАВОД ПРОГРЕСС 2000» (г.Алчевск) (производство горно-режущего инструмента, механическая обработка металла, токарно-фрезерные, слесарные работы, изготовление деталей и металлоконструкций по чертежам заказчика).
5. ООО «МОДУЛЬ – АЛЧЕВСК – ИНВЕСТ» (производство технологической оснастки, инструмента и нестандартного оборудования).
6. ПАО «ЛУГАНСКИЙ ЛИТЕЙНО - МЕХАНИЧЕСКИЙ ЗАВОД». (производство отливок из углеродистой стали, чугуна различных марок)
7. ГП «ЛУГАНСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ РЕМОНТНЫЙ ЗАВОД» (ремонт авиационной техники).
8. ООО «СТАХАНОВСКИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД» (производство лебедок, электроталей, кранов мостовых, штабелеров, лифтов пассажирских, цепей, эскалаторов, редукторов, задвижек, прочей машиностроительной продукции).
9. ООО «ПРОИЗВОДСТВЕННО - КОМЕРЧЕСКАЯ ФИРМА «УНИВЕРСАЛМАШ» (производство сельскохозяйственной техники и запчастей).
10. ООО «ВИВАТ БИЗНЕС» (производство комплектующих и запасных частей для электровозов, тепловозов, вагонов).

11. ООО «КРАСНОЛУЧСКИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД»  
(производство ленточных, скребковых конвейеров, вагонеток и запасных частей).
12. ОАО «СВЕРДЛОВСКИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД»  
(производство и ремонт горно-шахтного оборудования).
13. ГУП ЛНР «ГПКИ 00 «ГИПРОМАШУГЛЕОБОГАЩЕНИЕ»  
(создание и производство обогатительной техники для базовых отраслей народного хозяйства: угольной, горнорудной, металлургической, энергетической, химической, строительных материалов).
14. ГУП ЛНР «ЛУГАНСКУГЛЕРЕМОНТ» (выполнение текущего и капитального ремонта, ревизии и наладке технологического, энергетического горно-шахтного оборудования).
15. ЧАО «Кировский кузнечный завод «ЦЕНТРОКУЗ» (производство поковок для железных дорог, угольной промышленности и машиностроения).
16. ГУП ЛНР «СТАХАНОВСКИЙ РЕМОНТНО-МЕХАНИЧЕСКИЙ ЗАВОД» (проведение капитальных ремонтов насосов; чугунное и остальное литье; изготовление металлоконструкций, механообработка на станках).
17. ПАО «ЛУГАНСКИЙ ЭНЕРГОЗАВОД» (ремонт электродвигателей, силовых трансформаторов, лебедок, пускорегулирующей аппаратуры и запасных частей к горно-шахтному оборудованию).
18. ООО «НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ КОМПАНИЯ «ЛЭМЗ - ОГМК» (производство оборудования для предприятий горнорудного, металлургического и топливно-энергетического комплексов).
19. ООО «ЛУГАНСКИЙ ЭЛЕКТРОМАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД» (изготовление электроаппаратуры, резинометаллических изделий).
20. ПАО «СТАХАНОВСКИЙ ВАГНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД»  
(производство грузовых вагонов различных типов).
21. ОДО «ПЭМЗ ИМ. К. МАРКСА» (производство электродвигателей).
22. ООО «РУДНИЧНЫЕ МАШИНЫ» (г. Брянка) (производство горно-шахтного оборудования и металлоконструкций).

23. ЧАО «ЛУГАНСКИЙ ЗАВОД «САНТЕХДЕТАЛЬ» (производство стальных труб).
24. ЧП «ДОНБАСС-ТЕПЛОГАЗ» (производство модульных котельных).
25. ООО «ПКФ «УНИВЕРСАЛМАШ» (производство почвообрабатывающей сельскохозяйственной техники и запасных частей; капитальный ремонт комбайнов и других видов сельскохозяйственной техники).
26. ООО «НПО «КЛИВЕР» (производство твердотопливных котлов, листообработка, гибка).
27. ООО «Фирма «Дия-ЛТД» (механическая обработка металла, изготовление деталей и узлов оборудования общепромышленного назначения, пищевой и сельскохозяйственной промышленности).
28. ООО «НАУЧНО - ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ «АЛКАР» (выплавка высококремнистой марки ферросилиция ФС 65 и ФС 45).
29. ООО «ЛУГАНСКИЙ ЗАВОД ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ «МАРШАЛ» (производство шаровых кранов).
30. ООО «ВАХРУШЕВСКИЙ МЕХАНИЧЕСКИЙ ЗАВОД» (производство обогатительного оборудования и запасных частей, а также проведения ремонта оборудования).

## Приложение Г

### Параметры потребителей сжатого воздуха

Вид пневмооборудования	№ n/n	Потребители	Тип	Расход воздуха $V_p$ , $м^3/час$	Коэффициент использования $k_{исп}$	Коэффициент одновременности $k_{одн}$	Коэффициент износа $k_{изн}$	Коэффициент загрузки $k_{згр}$
оборудование	1	штамповочный молот	0,5 т	600	0,7			
			0,75 т	780	0,65			
			1,0 т	990	0,65			
			1,5 т	1200	0,65			
			2,0 т	1440	0,65			
			3,0 т	1800	0,65			
			5,0 т	2400	0,6			
			10,0 т	3300	0,5			
	2	обдувочный пост	Ø4	34,8	0,11		1,15	
3	формовочная машина		225	0,1	0,78	1,1	0,75	
инструмент	4	пневмозажимы станков		119	0,92	0,64	1,1	0,12
	5	пневмодрель	СД-8 С5-13	36,6	0,5	0,64	1,2	0,6
	6	шлифмашинка	ШР-6	60	0,8	0,78	1,2	0,6
	7	пульверизатор	КР-2	15	0,61	0,78	1,1	0,5
	8	машины для резки металла	0,3 – 1,3 кВт	30 – 420	0,7	0,8	1,1	0,6
	9	Винтозавертывающие машины	0,15 – 1,0 кВт	24 – 180	0,5	0,64	1,1	0,6

## Приложение Д

### Основные характеристики промышленных масел

Тип масла	И-45	И-50	И-40А	И-50А
Основные параметры				
Вязкость кинематическая при 50°C, $\nu$ , $\text{м}^3/\text{с} \times 10^{-6}$	38...52	48...58	35...45	45...55
Температура вспышки (не ниже), °C	190	200	200	200
Температура застывания (не ниже), °C	-15	-20	-15	-20

## Приложение Е

### Основные характеристики турбинных масел

Тип масла	ТП-22	ТП-30	ТП-46
Основные параметры			
Вязкость кинематическая при 50°C, $\nu$ , $\text{м}^3/\text{с} \times 10^{-6}$	20...23	48...58	35...45
Индекс вязкости	90	87	85
Температура вспышки (не ниже), °C	186	190	195
Температура застывания (не ниже), °C	-15	-10	-10

## Приложение Ж

### Основные характеристики синтетических масел

Тип масла	5W-20	5W-30	10W-30	10W-40	15W-40	20W-50
Основные параметры						
Плотность, кг/л при 15°C	0,852	0,857	0,866	0,868	0,876	0,878
Индекс вязкости	162	165	156	148	144	127
Температура вспышки (не ниже), °C	229	229	231	223	255	249
Температура застывания (не ниже), °C	-36	-36	-36	-30	-27	-24

## Приложение И

### Характеристики стальных бесшовных труб

Условный диаметр $d_y$ , мм	Наружный диаметр $d_n$ , мм	Номинальный внутренний диаметр $d_b$ , мм	Площадь сечения по внутреннему диаметру $f$ , м <sup>2</sup>
32	38	30	0,000706
40	45	37	0,00107
50	57	50	0,00196
70	76	68	0,00367
80	89	80	0,00502
100	108	100	0,00785
125	133	125	0,0122
150	159	150	0,0177
200	219	205	0,0329
250	273	259	0,0528
300	325	307	0,074
350	377	359	0,101
400	426	406	0,129
450	480	456	0,163
500	530	502	0,198

## Приложение К

Определение диаметра межцеховых трубопроводов сжатого воздуха  
при  $p = 6 \div 8 \text{ кг/см}^2$  и  $t = 35^\circ\text{C}$

Расход свободного воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$	Диаметр труб в мм по ГОСТ 355 - 52 при длине воздуховода в м					
	до 25	до 50	до 100	до 300	до 500	до 1000
до 50	25	25	25	32	40	50
100	25	32	32	40	50	70
200	32	40	40	50	70	70
300	40	50	50	70	70	80
400	50	50	50	70	80	100
500	50	50	70	80	100	100
750	50	70	80	100	100	125
1000	70	80	80	100	125	150
1500	80	80	100	125	150	150
2000	80	100	125	125	150	175
3000	100	125	125	150	175	200
4000	100	125	150	150	200	223
5000	125	150	150	200	200	250
6000	125	150	150	200	225	250
8000	150	150	200	225	250	300
10000	150	175	200	250	300	300
12000	175	200	200	250	300	350
15000	175	200	225	300	300	350
20000	200	225	250	300	350	400

## Приложение Л

Длины трубопроводов, эквивалентных местным потерям в сетях сжатого  
воздуха в м

Диаметры трубопроводов по ОСТу 355-52	Проходной запорный вентиль	Угловой запорный вентиль	Задвижка	Нормаль ное колени	Тройник	Переход
25	6	3	0,3	0,2	2	0 5
32	8,5	4	0,4	0,25	2,5	0,65
40	11	5	0,5	0,3	3,0	0,8
50	15	7	0,7	0,4	4	1.0
70	22	10	0,9	0,6	6	1 3
80	25	11	1,0	0,7	7	2
100	35	15	1,5	1,0	10	2,5
125	50	20	2,0	1,4	14	3,5
150	60	25	2,5	1,7	17	4,0
175	70	30	3,0	2,1	22	5,0
200	75	35	3,5	2,4	25	6,0
225	85	43	4,3	2,8	29	7,0
250	100	50	5,0	3,2	32	8,0
300	140	60	6,0	4,0	40	10,0
350	170	70	7,0	5,0	50	12,0
400	200	85	8,5	6,0	60	15,0

## Приложение М

Основные параметры сепараторов (водомаслоотделителей), чертеж общего вида которых приведен на рисунке П1

$d_y$	$\alpha$	$\alpha_1$	$D$	$H$	$L$	$l$	$H$	$m$	$s$	$s_1$	$a$	$b$	$o$	$k$	$u$	$d_o$	$n$	Масса, кг
50	56×2,5	56×2,5	299	990	310	350	129	159	4	6	680	280	60	240	210	20	150	56
70	76×3	56×2,5	299	990	310	350	129	159	4	6	630	280	60	240	210	20	150	57,8
80	89×3,5	89×3,5	351	1220	350	526	142	175	4	6	870	250	60	300	240	20	174	69
100	108×4	89×3,5	408	1260	400	496	160	195	4	6	860	270	70	300	275	20	204	99
125	133×4	89×3,5	458	1390	460	546	172	205	4	6	930	300	80	330	300	20	254	123
150	159×4,5	108×4	558	1560	540	611	197	249	4	6	1020	350	90	380	363	22	28	162
200	219×6	159×4,5	812	2200	720	1015	260	333	6	8	1480	480	100	570	480	22	385	400

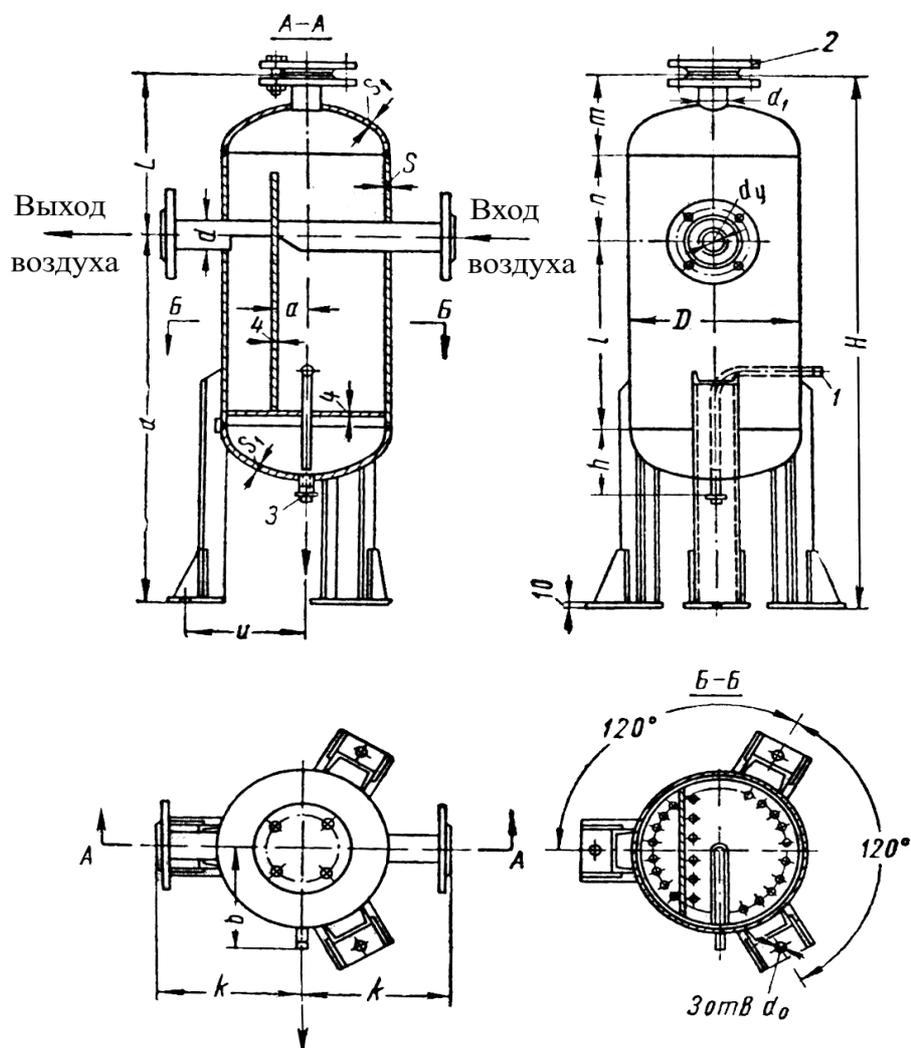


Рисунок М1 — Водомаслоотделители:

1 — место установки крана для спуска конденсата; 2 — место установки вред хранительного клапана; 3 — слив для промывки

## Приложение Н

### Дополнительные технические решения, разрабатываемые на принципиальной схеме КС

Цель разработки	Техническое решение
Повышение надежности	Предусматриваются: резерв оборудования, обратные клапаны, грязевики, фильтры
Гибкость в работе	Обеспечение индивидуальной работы каждой КУ, устройство обводных линий с запорными вентилями
Защита компрессоров и нагнетательных воздухопроводов от последствий вспышки масла	Установка на нагнетательных воздуховодах задвижек, связывающих их с атмосферой
Облегчение запуска поршневых компрессоров	Предусматриваются: пусковой разгрузочный вентиль и задвижка перед концевым охладителем
Безопасность эксплуатации	Компрессоры, аппараты и сосуды, работающие под давлением, обеспечиваются контрольно-измерительными приборами и предохранительными устройствами
Системы подготовки сжатого воздуха	
Растворимость газов в маслах	
Проблемы ухудшения свойств масел, впрыскиваемого в полость винтов	

Статья из журнала «Промышленная энергетика» № 4 за 2006 год под названием «Как провести децентрализацию воздухообеспечения»

## КАК ПРОВЕСТИ ДЕЦЕНТРАЛИЗАЦИЮ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ?

*В 2005 г. ОАО «Уфимское моторостроительное производственное объединение» (УМПО) крупнейшее машиностроительное предприятие Республики Башкортостан, одно из ведущих в авиационной отрасли России — отметило свой 80-летний юбилей. В этом же году на предприятии завершился процесс децентрализации системы снабжения сжатым воздухом. Предлагаем вниманию читателей интервью с заместителем главного энергетика объединения Г. Ф. Гареевым и руководителем Башкирского филиала компании “Atlas Copco” Р. Р. Шаяхметовым.*

— *Гаяз Фанзельевич, расскажите, пожалуйста, с чего все начиналось?*

*Г.Ф.:* Как и большинство крупных оборонных машиностроительных предприятий Советского Союза, наше объединение имело мощное энергохозяйство, ориентированное на выпуск большого количества авиадвигателей для нужд отечественной военной авиации и на экспорт. Режим работы предприятия был непрерывным при высокой загруженности оборудования.

Потребности производства в сжатом воздухе обеспечивались двумя центральными компрессорными станциями (ЦКС). Базовыми являлись 14 центробежных компрессоров К-250-61 производства Хабаровского завода энергетического машиностроения "Дальэнергомаш" (подача — 250 м<sup>3</sup>/мин, мощность электродвигателя — 1,6 МВт). Кроме того, в эксплуатации находилось 9 поршневых компрессоров Пензенского компрессорного завода (подача — 50–100 м<sup>3</sup>/мин, мощность электродвигателя — 315–800 кВт). Общая подача компрессорных станций достигала 2000–2200 м<sup>3</sup>/мин. суммарная установленная мощность составляла около 28 МВт. Для обеспечения требуемого количества сжатого воздуха в составе ЦКС имелись станции осушки с холодильным и теплообменным оборудованием. Для охлаждения оборудования применялась водоохлаждающая система, включающая в себя градирни,

насосные станции и трубопроводы обратного водоснабжения. Суммарная установленная мощность этой системы равнялась 825 кВт. Общая протяженность наружных трубопроводов сжатого воздуха (диаметром от 50 до 300 мм) — около 5 км. Обслуживающий персонал ЦКС — 60 чел.

В 90-х годах в связи с начавшейся конверсией в несколько раз снизились объемы производства, пришлось сократить численность работающих. Остро встал вопрос о выживании предприятия в новых экономических и геополитических условиях. ОАО «УМПО» перешло на односменный режим работы. Соответственно изменились режимы энергоснабжения, в том числе и режим работы ЦКС. По решению руководства объединения воздухоснабжение предприятия стало осуществляться в одну смену с ежедневным отключением компрессорного и вспомогательного оборудования в нерабочее время. Тогда такой путь был единственно верным, позволившим сэкономить значительные финансовые средства за счет снижения затрат на электроэнергию. Следует отметить, что доля потребления электроэнергии ЦКС в общем объеме потребления предприятия в отдельные периоды достигала 25–30 %.

В течение 5 лет (с 1998 по 2003 г.) компрессорные станции работали в режиме ежедневного пуска-останова. К концу этого периода центробежные компрессоры К-250-61, предназначенные для эксплуатации в режиме непрерывной круглосуточной работы, перестали выдерживать такие нагрузки, участились случаи отказов и аварий.

Инструкции завода-изготовителя компрессоров разрешают не более 50 их пусков в год. По производственной необходимости требовалось обеспечение отдельных производств и технологических процессов сжатым воздухом в выходные дни и в вечернее время. По этой причине количество пусков некоторых компрессоров достигало 300 в год. Чтобы поддерживать компрессорное хозяйство в работоспособном состоянии, нужны были значительные средства на закупку запчастей для компрессоров. Возникли проблемы и с эксплуатацией электрохозяйства компрессорных станций: ежедневные пуски компрессоров большой мощности вызвали повышенный износ высоковольтных подстанций, масляных выключателей. Стало очевидным, что существующая система воздухоснабжения неповоротлива и не отвечает требованиям производства.

— *В чем видели выход из создавшейся ситуации? Какие варианты рассматривали?*

*Г.Ф.:* В результате анализа различных вариантов были предложены два: внедрение устройств плавного пуска синхронных двигателей на существующих компрессорных станциях и децентрализация воздухообеспечения.

Для оценки первого варианта привлекли специалистов профильной кафедры Уфимского государственного авиационного технического университета (УГАТУ). Исследования показали, что его реализация требует значительных средств на приобретение устройств плавного пуска и запасных частей для восстановления сильно изношенных узлов компрессоров К-250-61. Кроме того, необходимо выполнить большой объем работ по сооружению подстанций. И все это без достаточных гарантий получения положительного результата.

Рассматривались также возможности применения электромеханических устройств с разгонными электродвигателями и глубокого дросселирования воздушного потока на всасе в компрессор. Учитывая, что компрессоры отработали 20–30 лет, использование таких устройств не обеспечило бы надежности воздухообеспечения. В итоге специалисты УГАТУ выдали заключение о нецелесообразности применения устройств плавного пуска на компрессорных станциях нашего предприятия. После чего мы приступили к разработке варианта децентрализации.

— *Откуда Вы впервые узнали об эффективности децентрализации?*

*Г.Ф.:* В целях повышения квалификации, изучения передового мирового опыта руководители энергослужбы в 1998 и 2000 гг. проходили обучение в Российско-датском институте энергоэффективности (Москва). В программе обучения предполагалась двухнедельная стажировка в Дании с посещением предприятий. На одном из семинаров выступал руководитель отдела промышленных компрессоров российского отделения компании «Atlas Copco» В. Козловский с докладом «Децентрализация систем снабжения сжатым воздухом на промышленных предприятиях».

— *Рустем Рамильевич, на каком этапе Вы присоединились к этому проекту?*

*Р.Р.:* Следует отметить, что компания «Atlas Copco» ранее успешно реализовала проекты оптимизации воздухообеспечения на таких предприятиях, как ОАО «Пермский моторный завод», ОАО «ЛМЗ», ОАО «Станкомаш», ОАО «Уралэлектротяжмаш», ОАО «Тюменский завод медицинского оборудования и инструментов», ОАО «Екатеринбургский жировой комбинат», и вот теперь — в ОАО «Уфимское моторостроительное производственное объединение».

В рамках выставки «Газ — Нефть» весной 2002 г. мы провели семинар, где рассматривались особенности устройств современной компрессорной техники и новые подходы к организации компрессорного хозяйства в целом. В семинаре участвовали специалисты УГАТУ и нескольких предприятий нашей республики, в том числе ОАО «УМПО». Там впервые прозвучали вопросы, касающиеся плавного пуска и децентрализации. Компания «Atlas Copco» выпускает компрессоры, покрывающие весь спектр подач сжатого воздуха без ограничений по технологии (турбина, винт или поршень). Основным критерием выбора технического решения является высокая надежность при минимизации затрат на производство в точном соответствии с требованиями.

Децентрализация воздухообеспечения в масштабах крупного машиностроительного предприятия — это довольно большой объем предварительных работ, требующих высокой квалификации. Смысл децентрализации в том, что вместо большой ЦКС на каждом участке потребления сжатого воздуха устанавливаются небольшие локальные компрессоры. За счет этого снижаются потери на транспортировку, система становится более гибкой, качество и количество вырабатываемого сжатого воздуха точно соответствуют требованиям потребителя. В целом при внедрении этой системы затраты на его производство могут снизиться в 1,5–2 раза.

— *Гаяз Фанзельевич, как руководство решилось на этот шаг?*

*Г.Ф.:* Прежде чем мы обратились к руководству объединения с готовыми предложениями, была проведена кропотливая полугодовая предварительная работа. Изучен опыт родственных предприятий

авиационного двигателестроения. Чтобы оценить возможность проведения децентрализации воздухообеспечения, специалисты энергослужбы проанализировали состояние системы воздухообеспечения объединения, режимы работы наших компрессорных станций и цехов, потребляющих сжатый воздух, определили затраты на поддержание компрессорных станций в работоспособном состоянии на ближайшую и долгосрочную перспективу и сравнили их с возможными затратами на обслуживание компрессоров при локальной установке.

Для проведения децентрализации на нашем предприятии наиболее оптимально подходят винтовые маслосмазываемые компрессоры малой и средней мощности. Современные винтовые компрессоры надежны, компактны, просты в обслуживании, обеспечивают оптимальное регулирование подачи, имеют низкий уровень шума, не создают вибрации, не нуждаются в фундаменте (упрощается монтаж). Все это позволяет размещать их в производственных помещениях. Следует особо отметить, что установка компрессоров воздушного охлаждения предпочтительнее, отпадает необходимость в системах оборотного водоснабжения, появляется возможность использования тепловыделений от компрессоров.

На основе выполненного анализа отдел главного энергетика разработал технико-экономическое обоснование (ТЭО) децентрализации воздухообеспечения.

*— Почему была выбрана компания «Atlas Copco» в качестве поставщика?*

*Г.Ф.:* В ходе подготовки ТЭО был проанализирован рынок компрессорного оборудования, выпускаемого российскими и зарубежными производителями. Изучены технические особенности компрессоров Пензенского и Московского компрессорных заводов, фирм «Gardner Danver» и «Ingersoll Rand» (США), «Atlas Copco» (Швеция) и др. Рассмотрев преимущества и недостатки выпускаемых этими компаниями компрессоров, мы предложили к применению винтовые масляные компрессоры с воздушным охлаждением серий GA и GX фирмы «Atlas Copco». Причинами их выбора стали лучшие технические характеристики, показатели надежности и экономичности, набор необходимых опций, что

было подтверждено в процессе эксплуатации. Немаловажными оказались также высокий уровень организации фирмой гарантийного обслуживания и наличие сервисного центра в Уфе.

— *Как был организован процесс децентрализации на Вашем предприятии?*

*Г.Ф.:* После одобрения ТЭО руководством объединения мы разработали и согласовали со всеми службами график проведения децентрализации. Поскольку предполагался большой объем работ (предстояло установить более 100 машин) весь процесс разделили на семь этапов общей продолжительностью 15 мес. Каждый этап был подробно расписан: перечень работ, сроки проведения, ответственные лица по подразделениям. Это была совместная работа нескольких служб объединения. Контроль за исполнением и организацию процесса децентрализации осуществлял отдел главного энергетика. Проектные подразделения энергослужбы объединения в соответствии с потребностями всех потребителей по количеству и качеству сжатого воздуха, учитывая режимы их работы, подготовили предложения по выбору компрессорного оборудования и мест его расположения. Эти предложения согласовывали с цехами, результатом совместной деятельности стали подробные технические задания. Следует отметить, что задача правильного выбора компрессорного и вспомогательного оборудования технически была самой сложной и потребовала скрупулезной и творческой работы инженеров-конструкторов.

При выборе автономных компрессоров (АК) главными факторами являются максимальный расход сжатого воздуха по каждому корпусу и характер его потребления в течение суток, которые могут быть определены расчетным или опытным путем. В первом случае проводится обследование всего воздухопотребляющего оборудования корпуса, составляется его перечень с указанием паспортных значений расхода, количества одновременно работающего однотипного оборудования, продолжительности его работы, минимального рабочего давления, требований к качеству воздуха. Если паспортный расход не известен, необходимо провести испытания, а если не известны требования к

качеству воздуха, следует их установить исходя из анализа технологических процессов, в которых воздух используется.

Максимальный расход воздуха по корпусу  $Q_{max}$  определяется с учетом коэффициентов одновременности работы оборудования, загрузки по мощности и использования в течение суток. При этом из числа потребителей исключаются оборудование и процессы с нерациональным расходом сжатого воздуха (охлаждение устройств, узлов, деталей, вакуумирование с помощью эжекторов, барботаж в ваннах и др.), если могут быть использованы альтернативные варианты. Общая подача АК выбирается на 10–20 % выше значения  $Q_{max}$  (с учетом минимальных утечек и создания некоторого резерва). Для выбора числа и подачи отдельных АК строится суточный график потребления сжатого воздуха по корпусу. Тип АК и прочего оборудования (фильтров, осушителей) выбирается в зависимости от требований к качеству сжатого воздуха.

Существенным недостатком расчетного метода является значительная погрешность определения  $Q_{max}$  (от 50 до 100 %) при отсутствии паспортных данных о расходе сжатого воздуха или несоответствии фактического расхода паспортному либо при авральном режиме работы оборудования и др. Более точен опытный метод, т. е. определение  $Q_{max}$  с помощью самопишущего расходомера (в существующем узле учета или при использовании переносного прибора). В этом случае  $Q_{max}$  определяется по диаграмме наибольшего суточного воздухопотребления. При этом также должны быть исключены оборудование с нерациональным расходом и сверхнормативные утечки. Выбор числа и типа АК осуществляется аналогично расчетному методу. Опыт показывает, что число АК в корпусе должно быть не менее двух, а соотношение их подач — 2:1. При числе АК более двух могут быть выбраны машины с равными подачами.

При разработке проектов привязки АК к существующей сети воздухопроводов и выборе места их размещения следует обеспечить:

- минимальную протяженность энергосетей от АК до энергоцентров (электростанции, ввода или воздушной магистрали) с целью снижения затрат на электромонтажные работы;
- размещение АК в зоне потребителей с максимальным расходом сжатого воздуха для минимизации потерь на транспортировку;

– установку АК в больших помещениях для улучшения вентиляции компрессоров в летнее время и использования отводимой теплоты в зимний период.

При проектировании была учтена возможность использования существующих межкорпусных воздухопроводов для взаимного резервирования. Одновременно с выполнением проектных работ по децентрализации эксплуатационные подразделения службы главного энергетика разработали схемы резервирования и инструкции для персонала при возникновении случаев, требующих резервирования.

При определении первоначальных режимов работы АК, как правило, базовыми выбираются машины упрощенной (базовой) комплектации, а регулировочными — АК с микропроцессором или с частотно-регулируемым приводом (ЧРП), причем АК с ЧРП рекомендуется устанавливать при расчетном числе машин в корпусе более трех и при подаче каждого АК не менее 15 м<sup>3</sup>/мин.

По мере готовности проектно-сметной документации отдел снабжения осуществлял своевременную закупку и распределение по цехам компрессоров и материалов для их подключения. Финансовая служба проводила планирование и поэтапную оплату поставщику компрессоров. Строительно-монтажные и подготовительные работы выполнялись заблаговременно — до поступления очередной партии компрессоров. Все эти мероприятия и работы по энергоподключению компрессоров велись силами специализированных подразделений объединения. Для участка монтажа компрессоров были разработаны и установлены типовые ограждающие конструкции. Пуск компрессоров и инструктаж проводили инженеры сервисного центра Уфимского филиала компании «Atlas Copco».

Параллельно с внедрением компрессоров в составе энергослужбы была создана специализированная группа по обслуживанию компрессорного оборудования численностью 6 чел. Этой группой разработаны специальные методики, позволяющие оценить состояние внутрикорпусных воздухопроводов и воздухопотребляющего оборудования. Следует отметить, что специалисты группы проявили высокую творческую активность и, используя возможности многофункционального электронного блока «Elektronikon», которым

укомплектованы компрессоры, смогли с помощью двухдиапазонного таймера обеспечить максимальную энергоэффективность компрессоров. Данные меры позволили практически с первых дней внедрения компрессоров начать активную борьбу с утечками сжатого воздуха и нерациональным его потреблением. В результате значительно повысилась ответственность потребителей.

— *Рустем Рамильевич, хотите что-нибудь добавить?*

*Р. Р.:* Технично-экономическое обоснование разработано специалистами ОАО «УМПО» на самом высоком уровне, в сочетании с графиком проведения децентрализации его можно рассматривать как методическое пособие. На первых этапах реализации проекта руководители цехов объединения относились к децентрализации с некоторой опаской. Но как только цех получал независимость от ЦКС, все сомнения развеивались, не смущали даже жесткие требования по снижению утечек сжатого воздуха.

Хочется особо отметить высокую квалификацию специалистов объединения, организаторские способности, дальновидность и решительность руководства. Все вопросы быстро рассматривались, возникавшие проблемы решались в рабочем порядке, без авралов, спешки, суеты.

— *Гаяз Фанзельевич, каковы итоги децентрализации?*

*Г.Ф.:* Объединением закуплено и установлено 115 винтовых компрессоров серий GA и GX мощностью от 5 до 160 кВт и 4 осушителя глубокой осушки марки CD на сумму 3 млн. евро. Все компрессоры имеют воздушное охлаждение и оборудованы встроенными осушителями холодильного типа, в которых применены озонобезопасные хладоны (R-134a, R-404, R-409).

Осушители обеспечивают влажность воздуха с температурой точки росы 3–5°C. Общая установленная мощность электродвигателей компрессоров составляет 6,3 МВт. Компрессоры оборудованы микропроцессорным устройством «Elektronikon», позволяющим задавать необходимые параметры давления для каждого цеха-потребителя и автоматически управлять работой компрессоров. За время эксплуатации компрессоры показали высокую надежность. На случай останова

индивидуального цехового компрессора предусмотрено резервирование воздухоснабжения от соседних цехов или корпусов с помощью существующих магистралей.

Компрессоры установлены в цехах, и их ежедневная эксплуатация (в основном — контроль) осуществляется службами цеховых механиков. Специализированная группа, о которой упоминалось выше, выполняет постоянный мониторинг режимов работы и технического состояния компрессоров, участвует в разработке и реализации мероприятий по повышению эффективности использования АК совершенствованию схем воздухоснабжения, сокращению утечек сжатого воздуха и др. Параллельно с вводом в эксплуатацию новых компрессоров происходило сокращение численности персонала компрессорных станций. С 1 мая 2005 г. ЦКС были остановлены, воздухоснабжение подразделений объединения полностью обеспечивалось автономными компрессорами. В результате ремонта внутрикорпусных воздухопроводов в цехах и воздухопотребляющего оборудования значительно сократились утечки сжатого воздуха. В процессе децентрализации создавалась организационная, проектная и эксплуатационная документация. В итоге был составлен комплект из 26 документов, который имеет системный характер и включает в себя следующие разделы:

1. Руководящие технические материалы и нормативно-правовая документация (положения, программа по обучению персонала цехов, приказы о назначении ответственных лиц за эксплуатацию АК и о допуске персонала к их обслуживанию).

2. Проектная документация и документация по вводу в эксплуатацию АК (опросные листы, проекты установки и подключения компрессорного и осушительного оборудования, проекты строительной части и вентиляции, акты приемки и ввода в эксплуатацию компрессорного оборудования).

3. Эксплуатационная документация (инструкции для персонала, порядок функционирования системы воздухоснабжения корпуса или цеха, оперативные схемы и инструкции, графики, протоколы и др.).

4. Методические пособия (методика определения утечек в цехах, методика определения месячного потребления электроэнергии на

выработку сжатого воздуха АК, методика определения фактической подачи компрессоров и др.).

Таким образом, данный комплект документов является полным методическим пособием по децентрализации воздухообеспечения предприятия. Предварительные сравнительные результаты потребления компрессорами электроэнергии позволяют сделать вывод об очевидной эффективности децентрализации воздухообеспечения. Так, потребление электроэнергии на выработку сжатого воздуха уже в мае 2005 г. уменьшилось по сравнению с февралем 2004 г. примерно на 50–55 %. Поскольку компрессоры имеют воздушное охлаждение, в зимнее время обеспечивается дополнительный приток теплоты от работающих компрессоров. В итоге эксплуатационные затраты на воздухообеспечение уменьшились на 26,3 млн.руб/год. Срок окупаемости затрат на децентрализацию составляет менее 3 лет.

— *Каковы Ваши дальнейшие планы?*

*Г.Ф.:* В ближайшие планы энергослужбы входят:

– оснащение компрессорами компании «Atlas Copco» дочерних предприятий объединения;

– окончание настройки оптимальных режимов компрессоров для каждого цеха;

– уточнение разработанной оперативной и эксплуатационной документации.

С целью дальнейшего совершенствования децентрализованной системы предусматривается:

– оснащение группы компрессоров, установленных в одном корпусе, единой системой управления, что даст дополнительную электроэнергию;

– дистанционный мониторинг работы компрессоров с использованием существующих оптоволоконных сетей, что повысит информативность и оперативность управления системой воздухообеспечения площадки.

## Приложение Р

Образец титульного листа пояснительной записки

Министерство образования и науки  
Луганской народной республики

ГОУ ВО «Донбасский государственный технический  
университет»

Кафедра прикладной гидромеханики

### ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовой работе по дисциплине «Проектирование  
пневматических установок промышленных предприятий»  
для студентов направления 13.03.03 «Энергетическое  
машиностроение»

Тема: «Расчет и проектирование пневмоэнергетического  
комплекса с винтовыми компрессорами для промышленного  
предприятия»

Разработал \_\_\_\_\_ (Ф.И.О., группа)  
(подпись и дата)

Н. контроль \_\_\_\_\_ (Ф.И.О.)  
(подпись и дата)

Руководитель \_\_\_\_\_ (должность, Ф.И.О.)  
(подпись и дата)

Алчевск 20\_\_

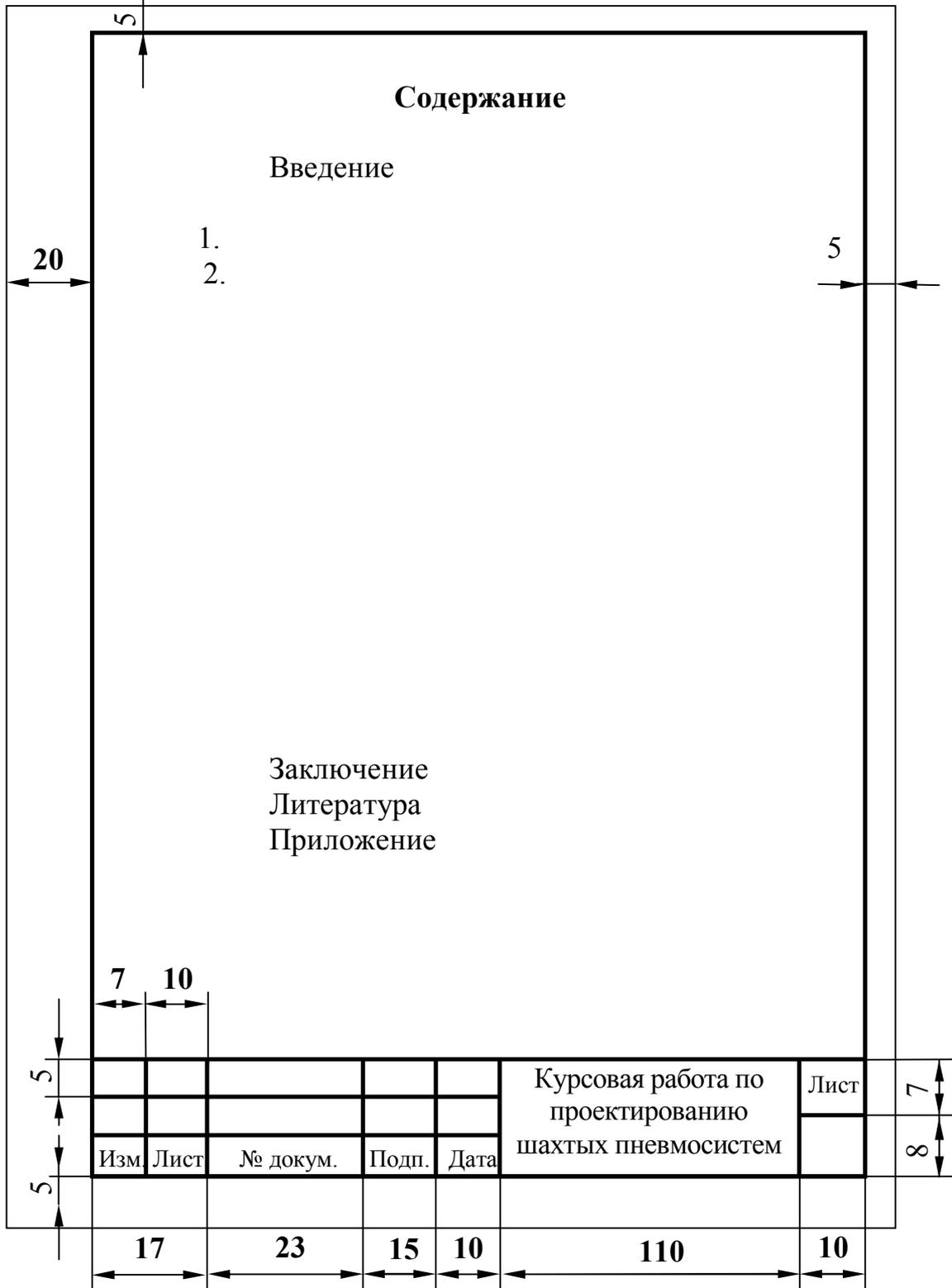
## Приложение С

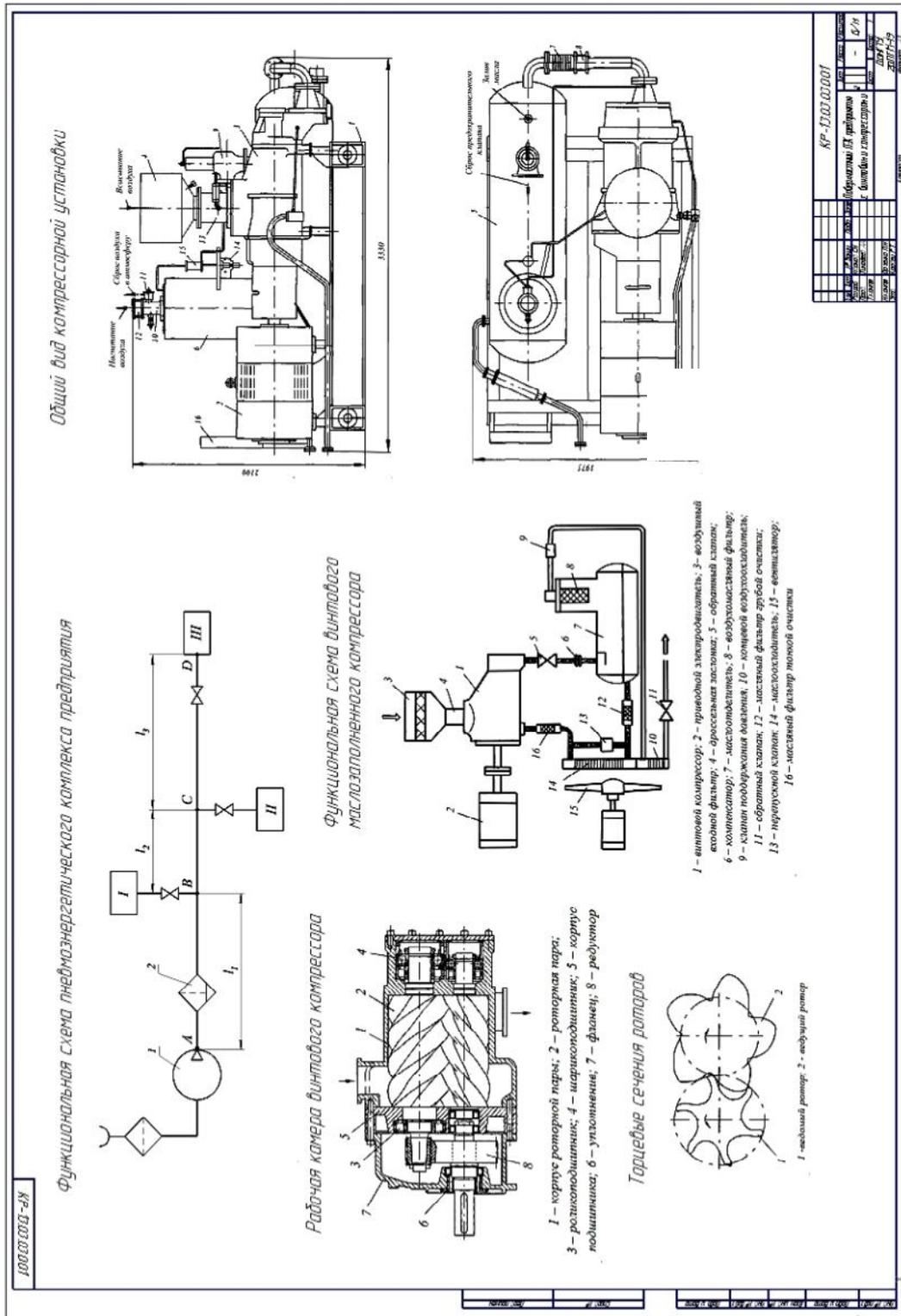
Образец оформления реферата

**РЕФЕРАТ**  
**(текст)**

					Курсовая работа по проектированию шахтных пневмосистем		
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Пояснительная записка		
Разраб.							
Пров.							
Н.контр.							
Утв.							
					Лит.	Лист	Листов
					ДонГТУ кафедра ПГМ группа .....		

Образец оформления текста пояснительной записки







УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Юрий Александрович. Рутковский  
Александр Юрьевич Рутковский

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
ПНЕВМОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ  
С ВИНТОВЫМИ КОМПРЕССОРАМИ  
ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Часть 1  
ПОВЕРХНОСТНЫЕ КОМПЛЕКСЫ

Учебное пособие

В авторской редакции

Художественное оформление обложки

Н. В. Чернышова

---

Заказ № 15. Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.

Бумага офс. Печать RISO.

Усл. печат. л. 11,9 Уч.-изд. л. 10,3

Издательство не несет ответственность за содержание  
материала, предоставленного автором к печати.

Издатель и изготовитель:

ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ»

пр. Ленина, 16, г. Алчевск, ЛНР, 94204

(ИЗДАТЕЛЬСКО-ПОЛИГРАФИЧЕСКИЙ ЦЕНТР, ауд. 2113, т/факс 2-58-59)

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя  
и распространителя средства массовой информации

МИ-СГР ИД 000055 от 05.02.2016