

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕСПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**НАВОИЙСКИЙ ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ КОМБИНАТ**

**НАВОИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ГОРНЫЙ ИНСТИТУТ**

**КАФЕДРА «ГОРНАЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА»**

**«УТВЕРЖДАЮ»**  
**Проректор по учебной работе**  
**\_\_\_\_\_ Н.А.Абдуазизов**  
**«\_\_» \_\_\_\_\_ 2019 г.**



**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС**  
**ПО ПРЕДМЕТУ**  
**«ГОРНЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ МАШИНЫ»**

для бакалавров

Область знаний	300 000 – Производственно – техническая сфера
Область образования	310 000 – Инженерное дело
Направление образования	5312200 – Горная электромеханика.
	5320300 – Технологические машины и оборудование

**НАВОИ – 2019**

Учебно-методический комплекс разработан в соответствии с типовой программой дисциплины «Горные стационарные машины», утвержденной приказом Министерства Высшего и среднеспециального образования Республики Узбекистан № \_\_\_\_ от « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201\_\_ г.

**Составитель:** кандидат технических наук **Джураев Р.У.**, доцент кафедры «Горная электромеханика» Навоийского государственного Горного института

Учебно-методический комплекс обсужден и одобрен на заседании кафедры «Горная электромеханика» от «28». 06. 2019 г. (Протокол № 22) и представлен на обсуждение в Совет факультета

**Заведующий кафедрой:** \_\_\_\_\_ **Махмудов А.М.**

Учебно-методический комплекс обсужден и одобрен на заседании Совета факультета от «29». 06. 2019 г. (Протокол №\_\_\_\_) и представлен на обсуждение в Учебно-методический Совет института

**Председатель Совета факультета** \_\_\_\_\_ **Мислибаев И.Т.**

Учебно-методический комплекс рекомендован к внедрению в учебный процесс учебно-методическим Советом института от «05». 07. 2019 г. (Протокол №\_\_\_\_)

**Секретарь учебно-методического Совета института:** \_\_\_\_\_ **Норматова М.Ж.**

**Согласовано:**  
**Начальник учебно-методического отдела:** \_\_\_\_\_ **Каримов И.А.**

## Оглавление

Введение .....	4
Учебный материал дисциплины.....	5
Конспект лекций .....	6
Методические указания по выполнению лабораторных работ.....	158
Методические указания по выполнению практических работ.....	199
Глоссарий дисциплины.....	225
Методическое указание по выполнению курсового проекта .....	227
Приложения.....	257
Типовая программа дисциплины.....	258
Рабочая программа дисциплины.....	269
Раздаточные материалы.....	276
Контрольные вопросы.....	284
Критерии оценивания.....	286
Основная литература.....	298

## ВВЕДЕНИЕ

Среди установок, от которых зависит надежность и безопасность работы современной шахты, одно из главных мест принадлежит рудничным водоотливным и вентиляторным установкам. Рудничная водоотливная установка предназначена для откачки на поверхность воды, поступающей в горные выработки.

Значение насосов в горном деле видно из следующих показателей: чтобы добыть одну тонну угля, нужно откачать, например, 2,5 т воды, а в ряде случаев значительно больше.

Производительность шахтных насосов достигает  $600 \text{ м}^3/\text{ч}$  и более, а мощность – до 1000 квт и более.

Рудничная вентиляторная установка предназначена для проветривания горных выработок. Значение вентиляторов в горном деле видно из следующих показателей: чтобы добыть одну тонну угля, нужно подать в подземные выработки свыше 5 т воздуха. Производительность современных шахтных вентиляторов достигает  $400 \text{ м}^3/\text{сек}$ , а проектируемых в настоящее время – 500-600  $\text{м}^3/\text{сек}$ . Мощность двигателей вентиляторов достигает 2-3 тыс. квт.

Водоотливные и вентиляторные установки потребляют 50-70 % электроэнергии, расходуемой на шахте.

Поэтому они должны быть не только надежными в эксплуатации, но и высокоэкономичными установками.

В первой части данного курса рассматриваются основы рабочего процесса турбомашин, конструкции, методы проектирования и эксплуатация рудничных водоотливных и вентиляторных установок.

Изучение этих установок объединено в одной части курса, так как насосы и вентиляторы органически связаны общностью основных теоретических положений, устройства и их принципа действия. Следует иметь также в виду, что в водоотливных и вентиляторных установках плотность перемещаемой среды практически постоянна, так как сжимаемостью воздуха при небольшом перепаде давлений в вентиляторной установке можно пренебречь.

Шахтные насосы и вентиляторы вместе с их электроприводом представляют собой единый электромеханический комплекс, поэтому при изучении курса рассматриваются вопросы электрооборудования водоотливных и вентиляторных установок, а также принципы автоматического и дистанционного управления их работой.

В разработке конструкций и современных методов расчета высокоэкономичных насосов и вентиляторов выдающую роль сыграли отечественные ученые – проф. Н.Е.Жуковский, академики Г.Ф. Проскура, А.П.Герман и др.

Видное место в области теории рудничных турбомашин принадлежит акад. В.С.Паку, профессорам В.Г. Гейеру, А.И.Веселову и др.

**Навоийский горно – металлургический  
комбинат  
Навоийский государственный горный  
институт**

**Горный факультет**

**УЧЕБНЫЙ МАТЕРИАЛ**

**по дисциплине  
«Горные стационарные машины»**

**Навоийский горно – металлургический  
комбинат  
Навоийский государственный горный  
институт**

**Горный факультет**

**Опорный конспект**

**по дисциплине  
«Горные стационарные машины»**

# ЛЕКЦИЯ №1

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИНАХ

### План:

1. Энергия жидкости
2. Основные параметры машин для транспортирования жидкостей
3. Потери энергии в гидравлических машинах
4. Классификация гидравлических машин для транспортирования жидкостей.

**1. Энергия жидкости.** Из гидравлики известно, что жидкость перемещается всегда из областей с большей удельной энергией в область с меньшей удельной энергией, т. е. при наличии разности удельных энергий — давлений (напоров).

Эта разность может возникнуть естественным путем, например естественная тяга воздуха в шахте при разности его температур в подающем и вытяжном стволах; движение воды в руслах при уклоне дна и т. д. Однако для того, чтобы заставить жидкость перемещаться с преодолением высоты, противодействия и сопротивления движению, ее потоку необходимо сообщить искусственно приращение удельной энергии. Последнее может быть осуществлено, если на пути движения жидкости будет установлена гидравлическая машина, рабочие органы которой, взаимодействуя с жидкостью, будут сообщать потоку жидкости энергию извне, равную сумме работ на подъем, на преодоление противодействия, сопротивления движению и на создание кинетической энергии. Таким генератором — источником энергии являются специальные гидравлические машины — нагнетатели.

Под жидкостью понимается текучее тело (среда), которое может быть в капельном и газообразном состояниях. Такое объединение обусловлено единством законов, которым подчиняется текучее тело.

Нагнетатели применительно к горной промышленности — это машины, прежде всего, для транспортирования воды и воздуха. Машины для транспортирования текучего являются основной частью вентиляторных, водоотливных и пневматических установок, а также установок для кондиционирования. К этой группе машин относятся насосы, вентиляторы, воздуходувки, компрессоры, вакуум-насосы.

Машины получают механическую энергию от приводного двигателя и превращают ее в потенциальную, кинетическую и тепловую энергию перемещаемого потока жидкости или газа.

**2. Основные параметры машин для транспортирования жидкостей.** Основными параметрами, характеризующими работу насосов, вентиляторов, компрессоров и вакуум-насосов, являются: производительность (подача), давление (напор), мощность и к. п. д.

Согласно ГОСТу, термины «производительность» и «давление» приняты для вентиляторов и компрессоров, а «подача» и «напор» — для насосов.

*Производительность (подача)* — количество жидкости, подаваемой гидравлической машиной в единицу времени. Производительность (подача) эквивалентна расходу в сети и может измеряться в единицах объема, массы и

веса. Соответственно производительность (подача) может быть объемной  $Q$  (м<sup>3</sup>/с), массовой  $m$ (кг/с) и весовой  $G$  (Н/с).

Объемное, массовое и весовое количество жидкостей связаны соотношениями:

$$m = \rho Q; \quad G = \rho g Q, \quad (1.1)$$

где  $\rho$  — плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

*Давление (напор)* вентилятора (насоса) — это разность удельных механических энергий потока жидкости на выходе из гидравлической машины и на входе в нее, т. е. приращение удельной механической энергии жидкости, проходящей через гидравлическую машину.

Рассмотрим этот параметр подробнее, воспользовавшись для этого известным из гидравлики уравнением Бернулли для элементарной струйки идеальной (невязкой) жидкости:

$$E_G = \frac{p}{\rho g} + z + \frac{c^2}{2g} = const \quad (1.2)$$

где  $p$  — давление, Па;  $z$  — высота, м;  $c$  — скорость, м/с.

Члены уравнения могут быть интерпретированы:  $z$  — удельная потенциальная энергия положения;  $p/\rho g$  — удельная потенциальная энергия давления;  $c^2/2g$  — удельная кинетическая энергия потока жидкости, и каждый член уравнения представляет собой энергию, отнесенную к одному ньютону веса протекающей жидкости и имеет единицу измерения Дж/Н или Дж/Н = Н.м/Н = м.

Умножив все члены уравнения (1.2) на  $g$ , получим уравнение Бернулли в виде

$$E_m = \frac{p}{\rho} + gz + \frac{c^2}{2} = const \quad (1.3)$$

Каждый член этого уравнения представляет собой удельную энергию массы протекающей жидкости в Дж/кг (или м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>).

После умножения уравнения (1.3) на  $\rho$  получим уравнение, в котором каждый член будет представлять удельную энергию 1 м<sup>3</sup> протекающей жидкости:

$$E_v = p + \rho g z + \frac{\rho c^2}{2} = const$$

Удельная энергия жидкости измеряется в дж/м<sup>3</sup> или  $\frac{H \cdot м}{м^2} = Па$ .

Удельная энергия потока жидкости при плавно изменяющемся течении определяется как среднее значение удельной энергии протекающей жидкости по выражению

$$E_g = \frac{p}{\rho g} + z + \frac{\alpha c_{cp}^2}{2g} = H,$$

которое отличается от формулы (2.2) для элементарной струйки только коэффициентом  $\alpha$  в выражении кинетической энергии, учитывающим неравномерность распределения скоростей по сечению потока.



Коэффициент  $\alpha$  зависит от неравномерности эюры распределения скоростей по сечению

$$\alpha = \frac{1}{c_{cp}^3 F} \int c^3 dF \quad (1.4)$$

где  $F$  — площадь сечения, нормального к линии тока жидкости. Приращение удельной энергии потока жидкости, проходящего через гидравлическую машину (рис. 1.1), определяется как разность энергий в сечениях //—// и /—/:

весовое

$$E_g = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (1.5)$$

объемное

$$E_v = \rho g(z_2 - z_1) + p_2 - p_1 + \frac{\rho(c_2^2 - c_1^2)}{2} \quad (1.6)$$

где  $E_G$  и  $E_V$  — приращение удельной энергии соответственно весовое (м) и объемное (Па);  $p_1$  и  $p_2$  — давление жидкости соответственно на входе и выходе из гидравлической машины. Па;  $c_1$  и  $c_2$  — скорость жидкости соответственно на входе и выходе из машины, м/с;  $z_1$  и  $z_2$ , — геометрическая высота от плоскости сравнения до сечений соответственно при входе и выходе из гидравлической машины, м.

Обозначим  $E_G$  через  $H$ , а  $E_v$  через  $p$ .

Объемное приращение удельной энергии  $p$  имеет размерность давления, Па. Ввиду малости первого члена уравнения  $\rho g(z_2 - z_1)$  для вентиляторов и компрессоров практически принимают

$$p = E_v = p_2 - p_1 + \frac{\rho}{2}(c_2^2 - c_1^2) \quad (1.7)$$

Применительно к насосам пользуются понятием «напор»,  $H = E_G$ , т. е. осевым приращением удельной механической энергии, имеющим размерность метров столба жидкости (м).

Давление в отличие от напора находится в зависимости от плотности перекачиваемой среды. Связь между давлением и напором

$$p = \rho g H \quad (1.8)$$

Полный напор (давление) складывается из статического и динамического напоров (давлений):

$$H = H_{ст} + H_{дин}; \quad p = p_{ст} + P_{дин} \quad (1.9)$$

Статическим напором (давлением) называется приращение удельной потенциальной энергии жидкости в гидравлической машине:

вентиляторе ( $P_{ст}$ . Па)

$$P_{ст} = p_2 - p_1; \quad (1.10)$$

насосе ( $H_{ст}$ , м)

$$H_{ст} = z_2 - z_1 + p_2 - p_1 / \rho g \quad (1.10')$$

Динамическим напором (давлением) называется приращение удельной кинетической энергии жидкости в машине:

насосе ( $H_{дин}$ , м)

$$H_{дин} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (1.11)$$

вентиляторе ( $p_{\text{дин. Па}}$ )

$$P_{\text{дин}} = \frac{\rho(c_2^2 - c_1^2)}{2} \quad (1.11)$$

*Полезная мощность* — мощность, сообщаемая гидравлической машиной потоку проходящей через нее жидкости. Поскольку напор представляет собой удельную энергию, то полезная мощность  $N_n$  (кВт), передаваемая насосом

$$N_n = \frac{g\rho QH}{1000} \quad (1.12)$$

вентилятором

$$N_n = \frac{Q\rho}{1000} \quad (1.12')$$

Коэффициент полезного действия гидравлической машины (к. п. д.) представляет собой отношение полезной мощности  $N_n$  к мощности  $N$ , фактически подводимой на ее вал, и определяется по выражению

$$\eta = \frac{N_n}{N} \quad (1.13)$$

**3. Потери энергии в гидравлических машинах.** Потери энергии в вентиляторах и насосах делятся на гидравлические, объемные и механические, в компрессорах — еще и на тепловые.

*Гидравлические потери* — это часть энергии, которую получает поток жидкости в гидравлической машине от ее рабочих органов и которая расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений при движении потока в каналах машины.

С учетом гидравлических потерь напора действительно получаемая выходящим потоком жидкости энергия — действительный напор насосов и действительное давление вентиляторов будут:

$$H = H_m - H_2; \quad p = p_m - p_2, \quad (1.14)$$

где  $H_m$  и  $p_m$  — соответственно теоретические напор и давление;  $H_2$  и  $p_2$  — соответственно гидравлические потери напора и давления в насосе и вентиляторе.

Гидравлические потери характеризуются гидравлическим к. п. д.:

для насосов

$$\eta_r = 1 - \frac{H_2}{H_m} \quad (1.15)$$

для вентиляторов

$$\eta_r = 1 - \frac{p_2}{p_m} \quad (1.16)$$

*Объемные потери* — это часть энергии, получаемой потоком жидкости и теряемой в результате утечек жидкости через зазоры в уплотнениях, перетоков жидкости, отвода части жидкости (в центробежных насосах) для уравновешивания осевого усилия и т. п. Поэтому подача (производительность)  $Q$  гидравлической машины меньше теоретической подачи

(производительности)  $Q_m$  рабочего колеса на величину утечек  $q$ . Объемные потери характеризуются объемным к. п. д.

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q_T - g}{Q_T} = 1 - \frac{g}{Q_T} \quad (1.17)$$

*Механические потери* — это часть энергии, получаемой гидравлической машиной от двигателя и расходуемой на преодоление механического трения в подшипниках, в контактных уплотнениях, в центробежных насосах на трение наружной поверхности рабочего колеса и других деталей ротора о жидкость и т.п.

Механические потери учитываются механическим к. п. д.

$$\eta_m = 1 - \frac{N_{CT}}{N} \quad (1.18)$$

где  $N_{mp}$  — мощность механического трения.

Разность  $N - N_{mp}$  представляет собой гидродинамическую мощность  $N_{zd}$ , передаваемую рабочим колесом жидкости,

$$N_{zd} = \frac{g\rho Q_T H_T}{1000}, \text{ кВт} \quad (1.19)$$

К. п. д. гидравлической машины равен произведению гидравлического, объемного и механического к. п. д.;

$$\eta = \eta_z \eta_0 \eta_m \quad (1.20)$$

Этот к. п. д. иногда называют полным или общим к. п. д. насоса или вентилятора. Он характеризует экономичность работы гидравлической машины и выражается отношением (1.13).

**4. Классификация гидравлических машин для транспортирования жидкостей.** Гидравлические машины классифицируются по ряду признаков:

1. По виду транспортируемой текучести их делят на две группы:

для транспортирования капельных жидкостей (воды и гидросмеси) — насосы, землесосы и грунтовые насосы;

для транспортирования газообразных жидкостей (газов) — вентиляторы, воздуходувки и компрессоры.

Насосы — машины, предназначенные для перемещения жидкостей и сообщения им энергии, землесосы и грунтовые насосы — машины для перекачки гидросмеси — смеси воды с грунтом.

Вентиляторы — машины для транспортирования воздуха (газа) под относительно небольшим давлением, максимальное значение которого не превышает 15000 Па.

Воздуходувки и газодувки — машины для транспортирования воздуха и газа под давлением до 0,3 МПа и без его охлаждения.

Компрессоры — машины для производства и транспортирования воздуха (газов) под давлением свыше 0,3 МПа и с охлаждением сжатого воздуха (газов).

2. По конструкции рабочего органа гидравлические машины, применяемые в стационарных установках, можно разделить на две основные группы — лопастные и объемные. Объемные машины подразделяются на поршневые и ротационные.

В лопастных машинах рабочим органом служат лопасти, которые имеют только вращательное движение и передают энергию жидкости. Эти машины в

зависимости от потока жидкости подразделяются на центробежные, осевые и диагональные. Направление потока жидкости в рабочем колесе – соответственно по радиусам, осевое и диагональное. Лопастные машины характеризуются непрерывной и равномерной подачей жидкости, отсутствия трения рабочих лопаток о корпус, возможностью работы лопаток с большими окружными скоростями.

В объемных поршневых машинах рабочим органом служат поршни (плунжеры, скалки), имеющие возвратно – поступательное движение.

Такие машины характеризуются пульсирующей подачей жидкости, ограниченными скоростями движения рабочих органов с большими инерционными нагрузками на привод, рабочих органов о корпус и наличием всасывающих и нагнетательных клапанов. Однако они могут развивать большие давления даже при малых скоростях поршней.

Рабочие органы объемных ротационных машин отличаются конструктивным разнообразием.

В группу ротационных машин входят: винтовые, пластинчатые, зубчатые, шестеренные и шибберные. Общее, что объединяет их в одну подгруппу, - наличие одного или двух рабочих роторов с профильными зубьями, винтами или рифлением. Ротационные машины это сочетание поршневых и лопастных машин, непрерывная, но не равномерная подача жидкости. Ротационные машины работают при высокой частоте вращения ротора и их размеры не велики. Они при работе издают сильный шум высоких тонов. У этих машин наблюдается большой износ деталей.

Движение воды и воздуха по рудничным выработкам осуществляются за счет разности полных удельных энергий потока текущего в двух сечениях. Однако в практике приходится искусственно создавать разность полных удельных энергий с помощью машин.

Машины, предназначенные для этой цели, классифицированы по принципу действия и по виду энергии, которая сообщает потоку жидкости.

3. По виду энергии сообщаемой потоку жидкости различают динамические и объемные машины.

4. По принципу действия различают: турбомашин, объемные машины, струйные аппараты и эрлифты.

Самое большое применение получили лопастные турбомашин, которые имеют меньшие габариты и высокие технико-экономические показатели. На горных предприятиях используют центробежные насосы, вентиляторы и компрессоры. Центробежные турбомашин составляют значительную часть насосных, вентиляторных и компрессорных машин, используемых на предприятиях горной промышленности. Центробежные турбомашин могут быть как одно-, так и многоступенчатыми. Центробежная турбомашин (рис. 1.2.) состоит из рабочего колеса 2 с лопатками 3, закрепленными на валу 5, подводящего устройства 1, спирального улиткообразного отводящего устройства 4 и диффузора 6.

Центробежные турбомашин могут иметь рабочие колеса одностороннего всасывания (рис. 1.2.), т.е. с подводом текущего к колесу с одной стороны, и двустороннего всасывания, т.е. с подводом текущего с

двух сторон для увеличения подачи и компенсации осевого усилия на рабочее колесо.

Поток жидкости подводится к рабочему колесу в осевом направлении, а в области колеса приобретает радиальное направление. При вращении рабочего колеса в потоке жидкости возникает разности давлений по обе стороны каждой лопатки.

Силы от давления лопаток на поток жидкости создают вынужденное вращательное и поступательное движение жидкости, увеличивая его давление и скорость. Таким образом, приращение энергии поток получает только в рабочем колесе. Остальные элементы центробежной турбомашины неподвижны, и в них один вид энергии может преобразовываться в другой. В диффузоре кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную энергию.

В осевой турбомашине (рис. 1.3) поток жидкости параллелен оси вращения рабочего колеса, насаженного на вал и вращаемого в цилиндрическом кожухе. Рабочее колесо осевой турбомашины состоит из втулки 1 с закрепленными на ней под некоторым углом лопатками 2.

Плавный подвод потока жидкости к рабочему колесу обеспечивается коллектором и передним обтекателем, раскручиванием потока за рабочим колесом – спрямляющим аппаратом. Выход жидкости из осевой машины осуществляется по кольцевому диффузору.

Помимо чисто формального признака, связанного с направлением движения жидкости в рабочем колесе, разделение лопастных насосов на три типа имеет и принципиальную основу. В рабочем процессе центробежных насосов преимущественное значение имеют центробежные силы. В диагональных насосах соотношение между силами вязкостного взаимодействия с жидкостью и центробежными зависит от угла  $\gamma$ .

В осевых насосах преобразование энергии определяется главным образом вязкостным взаимодействием жидкости с лопастями, поэтому диагональные насосы рассматривают как промежуточный тип между центробежными и осевыми.

Объемными называют насосы, в которых жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой с входным и выходным отверстиями насоса. В зависимости от формы движения нерабочего органа этот класс насосов разделяют на две группы: роторные (ротационные) и возвратно-поступательные.

Возвратно- поступательные насосы. Эта группа насосов имеет прямолинейное возвратно-поступательное движение рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена. Для массовой подачи жидкости используются следующие типы возвратно- поступательных насосов: плунжерные, поршневые и диафрагменные.

Рабочий орган плунжерного насоса (рис. 1.5) имеет вид удлиненного цилиндра. Вращательное движение приводного вала насоса преобразуется в возвратно – поступательное движение плунжера 1 по средством кривошипно–шатунного механизма. При выдвигании плунжера 1 из

цилиндра 2 объем рабочей камеры насоса увеличивается, давление в ней падает, под действием атмосферного давления открывается всасывающий клапан 3 и в камеру поступает (всасывается) жидкость. При обратном ходе плунжера объем рабочей камеры уменьшается. За счет более высокого давления в камере всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан 4 открывается, и через него жидкость вытесняется из насоса.

Поршневой насос принципиально не отличается от плунжерного. Длина поршня в соизмерении с его диаметром значительно меньше, чем у плунжера. При движении поршень всей своей цилиндрической поверхностью касается стенок корпуса, в то время как плунжер соприкасается с корпусом только в узле уплотнений, размещенных у входа в рабочую камеру. В диафрагменном насосе роль вытеснителя выполняет одна из стенок рабочей камеры, изготовленная из резины. Вдавливание диафрагмы в камеру и ее вытягивание осуществляются периодически посредством толкателя с эксцентриковым приводом.

Роторные насосы. В этой группе насосов изменение объема рабочих камер производится в процессе вращательного движения рабочего органа-ротора. Для подачи жидкости на карьерах используют три типа роторных насосов: винтовые, шланговые и пластинчатые. Рабочими органами винтовых насосов являются один, два или три винтовых ротора. Если два винтовых ротора соприкасаются так, что выступы одного входят во впадины другого, то при вращении точка перекрытия впадины выступом перемещается вдоль оси вращения, обуславливая вытеснение жидкости из впадины по винтовым линиям в одном направлении и всасывание в другом.

Шланговый насос, принципиальная схема которого показана на рис.1.6, состоит из гибкого резинового шланга 1, закрепленного в корпусе 2 и зубчатого ротора 3, несущего на себе усилия. При вращении ротора ролики пережимают шланг на две части. По мере перемещения точки пережима одна из частей будет уменьшаться в объеме, а другая увеличиваться. В первую всасывается жидкость, а из второй вытесняется.

Пластинчатый насос (рис. 1.7.) состоит из корпуса 1, в котором эксцентрично вращается ротор 2, несущий в радиальных пазах свободно посаженные пластины 3. При вращении ротора центробежные силы выдвигают пластины из пазов, прижимая их к внутренней поверхности цилиндрического корпуса. Между каждой парой пластин и поверхностями цилиндра, ротора и боковых крышек образуются изолированные камеры 4, объем которых изменяется от 0 до максимума и снова до 0. Та часть серповидного пространства между ротором и корпусом, где происходит увеличение объема камер, сообщается со всасывающим патрубком, а другая с нагнетательным.

В свободновихревом насосе (рис.1.8, б) вращающейся в корпусе 2 ротор 1 выполнен в виде вогнутого диска с лопатками. Вовлекаемая силами трения во вращательное движение жидкость перемещается под действием центробежных сил преимущественно вне ротора от его центра к периферии.

Струйные насосы и эрлифты отличаются от всех других насосов тем, что в них роль движущегося рабочего органа выполняет жидкость.

В струйном насосе (рис. 1.8, в) рабочая жидкость поступает по подводу 1 к соплу 2. Выходя из сопла с большой скоростью и поступая в камеру смешения 3, рабочая жидкость вовлекает в движение находящуюся в ней и во всасывающем трубопроводе 4 подсосываемую жидкость. В горловине пять завершается энергообмен между рабочей и подсосываемой жидкостями, а в расширяющемся диффузоре 6 происходит постепенное уменьшение скорости с частичным преобразованием динамического напора жидкости в ее статическое давление.

Эрлифт (рис. 1.8, г) представляет собой водоподъемную трубу 2, опущенную в водосборник 1. У нижнего обреза в трубу 2 от компрессора 3 подается сжатый воздух. Из-за меньшей плотности пузырьки воздуха всплывают в жидкости, вовлекая ее в движение силами трения. Подъему водовоздушной смеси по трубе 2 способствует также меньшая ее плотность по сравнению с плотностью жидкой среды в водосборнике 1.

На водоотливных установках наибольшее распространение получили лопастные насосы, имеющие мягкие напорные характеристики. Насосы трения имеют жесткую по напору характеристику. Объемные насосы обладают жесткой по расходу характеристикой. Развиваемое ими давление теоретически ничем ограничено и зависит только от условия, которое создается приводом на рабочем органе и прочностью конструкции насосов. Перекрытие нагнетания при работающем объемном насосе является недопустимым.

## ЛЕКЦИЯ № 2

### ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ТУРБОМАШИН И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

#### План:

1. Принцип действия и основные элементы турбомашин
2. Кинематика потока жидкости в рабочем колесе
3. Основное энергетическое уравнение турбомашин
4. Основы вихревой теории турбомашин

#### 1. Принцип действия и основные элементы турбомашин.

Применяемые в горной промышленности турбомашин: насосы, предназначенные для откачки и подачи воды; вентиляторы, осуществляющие вентиляцию горных выработок; турбокомпрессоры, вырабатывающие сжатый воздух, характеризуются единым принципом работы. В зависимости от направления потоков жидкости относительно оси вращения рабочего колеса они бывают центробежными, осевыми и меридиональными (диагональными). В горной промышленности последняя группа турбомашин имеет ограниченное применение. Осевые турбомашин используются на горных предприятиях в основном в качестве вентиляторов.

*Центробежная турбомашин* (рис. 2.1) состоит из рабочего колеса 1 с лопатками 2, закрепленного на валу 3, подводящего устройства 4, спирального улиткообразного отводящего устройства 5 и диффузора 6.

Поток жидкости подводится к рабочему колесу в осевом направлении и при входе в последнее изменяет свое направление и в межлопаточных каналах колеса движется уже в радиальном направлении, перемещаясь вдоль лопаток от входа в колесо к выходу из него.

Центробежная турбомашин может иметь рабочее колесо одностороннего всасывания, т. е. с подводом жидкости к колесу с одной стороны, и с двусторонним всасыванием, т. е. с двусторонним подводом жидкости, для увеличения производительности (подачи).

*Осевая турбомашин* (рис. 2.2) состоит из рабочего колеса 1 с лопатками 2, вала 3, кожуха 4 с входным устройством (коллектором) 5, переднего обтекателя 6, выходного устройства — спрямляющего аппарата 7 и диффузора 8. Спрямляющий аппарат, устанавливаемый за рабочим колесом, служит для раскручивания потока жидкости, выходящего из колеса закрученным. От осевой турбомашин поток жидкости подводится к рабочему колесу и отводится от него в осевом направлении. Рабочее колесо турбомашин, являясь основным ее элементом, получает от двигателя энергию и передает ее посредством лопаток потоку жидкости, увеличивая при этом ее давление (напор).

Лопатка рабочего колеса представляет собой крыло — слегка изогнутое, удобно обтекаемое тело с закругленной набегающей на поток частью и заостренным концом, а рабочее колесо — решетку из таких совместно работающих крыльев. Конструкции лопаток центробежных и осевых турбомашин имеют существенные отличия.



Для уменьшения завихрений потока жидкости при входе и безударного входа в рабочее колесо перед ним у осевых турбомашин устанавливается специальный обтекатель *б*, у центробежных обтекатель выполняется заодно с рабочим колесом (см. рис. 2.1, а).

Подводящее устройство (подвод) обеспечивает подвод жидкости к рабочему колесу с равномерным, по возможности, полем скоростей потока по его сечению.

Назначение отводящего устройства (отвода) — собрать поток, выходящий из рабочего колеса с большой скоростью, преобразовать его кинетическую энергию в потенциальную энергию давления и отвести жидкость к нагнетательному патрубку или следующему рабочему колесу. В отводе осевых машин также может происходить частичное или полное раскручивание потока, закрученного рабочим колесом. Поток в отводе в связи с плавным расширением имеет диффузорный характер течения, т. е, скорость жидкости уменьшается, а давление возрастает. При наличии за отводящим устройством диффузора в последнем происходит дальнейшее снижение скорости потока и преобразование кинетической энергии его движения в потенциальную энергию (статическое давление).

Необходимо отметить, что приращение удельной энергии потока происходит только в рабочем колесе, в остальных элементах — преобразование энергии и уменьшение полного напора вследствие потерь энергии на преодоление сопротивлений.

Осевые шахтные турбомашины выполняются только с последовательным соединением рабочих колес. Центробежные и осевые турбомашины обычно объединяются в одну группу лопатных (лопаточных) машин. Это обусловлено тем, что их можно рассматривать как предельные случаи диагональных машин (рис. 2.4, б). При таком представлении центробежная турбомашинка — это диагональная машинка с углом  $\alpha = 90^\circ$  (рис. 2.4, а), а осевая — с углом  $\alpha = 0^\circ$  (рис. 2.4, б). Такое единство не исключает существенных конструктивных различий между осевыми и центробежными машинками.

**2. Кинематика потока жидкости в рабочем колесе.** Движение жидкости в проточных каналах турбомашин носит весьма сложный пространственный характер. Параметры потока изменяются как по ширине колеса, так и по окружности фиксированного радиуса.

Для упрощения трехмерную модель течения жидкости в рабочем колесе заменяют двухмерной, сохраняющей основные свойства течения. Такую модель используют, в частности, при рассмотрении кинематики потока, выбирая в качестве его кинематических параметров скорости частиц жидкости вблизи входных и выходных кромок лопаток. Под величинами скоростей понимают их значения, осредненные по шагу и ширине межлопаточного канала.

*Центробежное рабочее колесо* турбомашинки имеет входное сечение для потока жидкости в плоскости, перпендикулярной к оси вращения, а выходное в цилиндрической поверхности с осью, совпадающей с осью вращения.

Для получения двухмерной модели потока в центробежном колесе его условно рассекают плоскостью  $I-I$ , перпендикулярной к оси вращения (рис. 2.5, а). При

этом получают сечения лопастей, образующие радиальную (круговую) решетку (рис. 2.5, б).

Течение жидкости в радиальной решетке принимается плоскопараллельным, т. е. одинаковым по ширине колеса.

Анализ кинематики потока в пределах рабочего колеса базируется на построении параллелограммов скоростей потока жидкости на входе и выходе из рабочего колеса. Для их построения необходимо знать величину и направление скоростей, которые определяются размерами рабочего колеса, геометрией его проточных каналов и режимом работы. При этом решающее влияние оказывают форма и профиль рабочих лопастей. Они выполняются загнутыми назад,  $\beta < 90^\circ$  (рис. 2.5, б, в), радиальными,  $\beta_2 = 90^\circ$  (рис. 2.5, з, д) и загнутыми вперед,  $\beta_2 > 90^\circ$  (рис. 2.5, е), в сечении—профилированными (рис. 2.5, е) и тонкими, практически непрофилированными (листовыми) (рис. 2.5, з, д, е). На рис. 2.5  $\beta_1$  и  $\beta_2$  обозначают входной и выходной углы лопастей между касательными к окружностям решеток и лопастям у их входных и выходных кромок. Проходя через рабочее колесо при его вращении, жидкость участвует в переносном (вместе с рабочим колесом) и относительном (относительно колеса) движениях со скоростями  $u$  и  $w$ . Абсолютная скорость  $c$  частиц жидкости равна геометрической сумме:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2.1)$$

Абсолютная скорость — это скорость частицы жидкости относительно неподвижного корпуса.

Переносная скорость  $u$  по абсолютной величине равна

$$u = \frac{2\pi r n}{60} \quad (2.2)$$

и направлена по касательной к окружности радиуса  $r$ ;  $n$  — частота вращения рабочего колеса.

Относительная скорость  $w$ , с которой движется поток в межлопаточных каналах, также изменяется по величине и направлению.

*Осевое рабочее колесо* турбомшины. В отличие от колеса центробежной машины сечения входа и выхода потока жидкости осевого рабочего колеса находятся в плоскостях, перпендикулярных к оси его вращения. Жидкость движется через колесо поступательно и одновременно закручивается в направлении вращения.

Рассечем рабочее колесо (рис. 2.7, а) цилиндрической поверхностью с радиусом  $r$  и выделим кольцевую струйку жидкости толщиной  $\Delta r$ , в пределах которой параметры потока (скорость и давление) можно считать постоянными (ввиду малости  $\Delta r$ ).

Развернув цилиндрическую поверхность разреза на плоскость, получим так называемую плоскую решетку профилей (рис. 2.7, б) осевого рабочего колеса. Основные параметры этой решетки: ширина лопасти (длина хорды)  $b$ ; ширина решетки  $B$ ; число лопастей  $z$ ; угол установки лопасти  $\theta$ , образованный ее хордой и век-

тором скорости  $u$ ; углы входа и выхода лопастей  $\beta_1$  и  $\beta_2$ . Важным параметром является шаг решетки  $t = \frac{2\pi r}{z}$  равный расстоянию между сходственными точками сечений лопастей, измеренному в направлении вращательного движения решетки. Отношение  $b/t$  называется густотой решетки, а  $t/b$  — относительным шагом.

При вращении рабочего колеса частицы протекающей через решетку жидкости участвуют в относительном движении вдоль решетки (с относительной скоростью  $w_1$  на входе в решетку и  $w_2$  на выходе из нее) и в переносном движении — с окружной скоростью  $u = \omega r$ . При постоянной угловой скорости  $\omega$  для цилиндрической поверхности данного радиуса  $z$  скорость  $u = \text{const}$ .

При отсутствии закручивания потока перед рабочим колесом жидкость притекает к решетке с абсолютной скоростью  $\vec{c}_1 = \vec{c}_a$  и на выходе из решетки имеет абсолютную скорость  $\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \dot{y}$ . На рис. 2.7 построены треугольники скоростей на входе и выходе из решетки.

На основе уравнения неразрывности потока для несжимаемой  $c_{a1}$  и  $c_{a2}$  жидкости можно доказать, что осевые скорости  $c_{a1}$  и  $c_{a2}$  на входе и выходе из рабочего колеса турбомашин одинаковы:  $c_{a1} = c_{a2} = c_a$  это скорость, с которой частицы движутся вдоль оси рабочего колеса.

Относительная скорость  $w_1$ , на входе в решетку направлена под углом атаки  $\delta$  — углом между касательной к средней линии лопатки и относительной скоростью на входе.

Проходя через решетку, поток жидкости от взаимодействия с лопастями искривляется и относительная скорость  $w$  изменяет свое направление, отклоняясь в сторону вращения решетки. Н. Е. Жуковский и С. А. Чаплыгин показали, что искривленный поток по эффекту взаимодействия можно заменить эквивалентным прямолинейным потоком со средней относительной скоростью

$$\vec{w}_{cp} = \frac{\vec{w}_1 + \vec{w}_2}{2} \quad (2.6)$$

Этот вывод имеет важное значение для анализа рабочего процесса осевой турбомашин.

Совместив треугольники скоростей частиц жидкости на входе и выходе из решетки, получим план скоростей, из которого определим угол наклона  $\beta_{cp}$  вектора скорости  $\vec{w}_{cp}$  и ее абсолютную величину:

$$\text{tg} \beta_{cp} = \frac{c_a}{u - \frac{c_u}{2}} \quad (2.7)$$

$$w_{cp} = \sqrt{c_a^2 + \left(u - \frac{c_u}{2}\right)^2} \quad (2.8)$$

где  $c_u$  — проекция вектора абсолютной скорости  $c_2$  на направление вектора  $u$ .

Скорость  $c_u$  называется скоростью закручивания потока.

Если по абсолютной величине  $w_1 > w_2$ , то решетка оказывает тормозящее воздействие на поток и называется диффузорной. Если относительная скорость потока в рабочем колесе увеличивается ( $w_1 < w_2$ ), то решетка называется конфузорной, при постоянной скорости  $w$  ( $w_1 = w_2$ ) — активной. В шахтных вентиляторах наибольшее применение получила диффузорная решетка, активная практически не применяется.

Теоретическая производительность (подача)  $Q_T$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) рабочего колеса определяется выражением

$$Q_T = c_u \pi / 4 (D_2^2 - D_B^2) \quad (2.9)$$

где  $d_B$  — диаметр втулки рабочего колеса, м.

**3. Основное энергетическое уравнение турбомашин.** Ввиду сложности движения жидкости в проточных каналах реальных турбомашин прибегают к идеализации процессов, происходящих в рабочем колесе. В частности, при теоретическом рассмотрении распространено понятие теоретической турбомашинны или правильнее теоретического рабочего колеса, так как рассматривается теоретически лишь последнее без отводных и подводных элементов.

Теоретическим рабочим колесом турбомашинны будем называть воображаемое колесо, в котором вся энергия, сообщаемая приводом рабочему колесу, полностью передается лопатками жидкости, т. е. отсутствует рассеяние энергии.

Рассмотрим рабочий процесс на основе струйной теории. Согласно этой теории поток жидкости рассматривается состоящим из бесчисленного множества элементарных струй, разделенных бесконечно тонкими лопатками. При этом относительная скорость каждой струйки в любой точке будет касательной к лопатке, т. е. углы  $\beta$  и  $\gamma$  (см. рис. 2.6) будут равны нулю,  $\beta_1 = \beta_1'$  и  $\beta_2 = \beta_2'$ .

Следует отметить, что такая схема весьма условна, так как при бесконечном числе лопаток и разделении потока на элементарные струйки давление с обеих сторон лопаток будет на одинаковых радиусах равным и рабочее колесо не сможет создать напор. Другие допущения: поток жидкости принимается осесимметричным, а жидкость невязкой.

Для получения основного уравнения рабочего колеса воспользуемся теоремой об изменении моментов количества движения материальной системы. Эта теорема позволяет без знания сложных явлений, имеющих место при течении жидкости в колесе, представить общий характер движения жидкости с необходимыми количественными показателями.

Определим для центробежного колеса (см. рис. 2.8) момент  $M$  внешних сил, за счет которого происходит изменение момента количества движения жидкости, заключенной в колесе.

За время  $dt$  в канал рабочего колеса поступит масса  $dm$ , равная массе жидкости  $abcd$ , и за то же время масса  $dm$ , равная массе  $ekgf$ , покинет канал колеса. Количество движения массы  $dm$  при входе в колесо  $dmc_1$ , а при выходе из него  $dmc_2$ .

За 1 с при массовой производительности (подаче) рабочего колеса  $T$  количество движения потока будет составлять соответственно  $m c_1$  и  $T c_2$ .

**4. Основы вихревой теории турбомашин.** Движение жидкости в рабочем колесе. Относительное движение в межлопастных каналах можно схематически представить как сумму трех движений жидкости: в неподвижной решетке; вихревого движения внутри межлопастных каналов, обусловленного вращением решетки; циркуляционного движения жидкости вокруг лопастей. В этом случае относительную скорость в каналах рабочего колеса можно рассматривать как сумму трех скоростей:

$$w = w_{cp} + w_{ц} + w_o \quad (2.10)$$

где  $w_{cp}$  — скорость протекания жидкости в неподвижном колесе;

$w_{ц}$  — скорость вихревого движения в канале;

$w_o$  — скорость циркуляции потока вокруг лопасти.

Эпюры скоростей  $w_{cp}$  течения жидкости относительно неподвижной решетки показаны на рис. 2.9, а (канал I). В этом случае, если пренебречь влиянием сил трения жидкости о поверхности лопастей, скорости струек жидкости по ширине каналов одинаковы и уменьшаются к периферии колеса из-за увеличения сечения каналов.

Третье циркуляционное движение (см. рис. 2.9, а, канал III) обусловлено действием лопасти на поток жидкости подобно крылу; его скорость зависит от профиля кривизны лопаток и угла атаки  $\beta$  (см. рис. 2.6).

Для лопаток, загнутых назад ( $\beta_2 < 90^\circ$ ), скорости циркуляционного движения вычитаются из скоростей вихревого движения, что уменьшает разницу относительных скоростей на рабочей и тыльной сторонах лопаток. При работе лопаток, загнутых вперед ( $\beta_2 > 90^\circ$ ), скорости обоих движений складываются, что увеличивает разницу относительных скоростей и способствует передаче энергии рабочим колесом потоку жидкости. В случае радиальных лопаток и безударном входе потока в решетку профилей (что может быть достигнуто теоретически установкой перед колесом устройства для предварительного закручивания потока  $c_{u1} \neq 0$ )  $w_{ц} = 0$ , и циркуляционное движение не возникает.

Суммирование эпюр трех скоростей дает эпюру относительной скорости  $w$ , из которой видно, что скорость уменьшается от тыльной стороны лопатки к рабочей (канал IV), а давление  $p$ , согласно закону Бернулли, наоборот, от рабочей к тыльной стороне лопатки (канал V). Разность давлений на рабочей и тыльной сторонах лопатки — необходимое условие передачи механической энергии рабочим колесом потоку жидкости.

В осевой турбомашине отсутствует вихревое движение внутри межлопастных каналов и движение потока в решетке профилей можно рассматривать как сумму двух движений жидкости: в неподвижной решетке и циркуляционного вокруг лопастей (рис. 2,9, б):

$$w = w_{cp} + w_{ц} \quad (2.11)$$

Циркуляционное движение жидкости вокруг лопаток, как будет показано ниже, определяет взаимодействие решеток лопастей с потоком, и без него невозможна работа турбомашин. Количественная оценка вихревого движения осуществляется так называемой циркуляцией скорости.

*Циркуляция потока вокруг лопастей.* Напомним, что циркуляция скорости является кинематической характеристикой вихревого движения частиц жидкости (вихря) вокруг некоторой мгновенной (подобно твердому телу) оси, неподвижной или перемещающейся, и представляет собой работу вектора линейной скорости по замкнутому контуру (рис. 2.10):

$$\Gamma = \oint c \cos \varphi ds \quad (2.12)$$

где  $c$  — скорость потока в данной точке контура, м/с;  $ds$  — элемент длины контура, м;  $\varphi$  — угол между вектором скорости  $c$  и элементом  $ds$ , градус.

В простейшем случае, когда контур ограничен окружностью,

$$\Gamma = 2\pi rc. \quad (2.13)$$

Циркуляция скорости обладает тем важным свойством, что она не определяется формой замкнутого контура и зависит только от величины вихря, которым она вызвана.

Циркуляция по контуру равна сумме циркуляций  $\omega$  внутри контура:

$$\Gamma = \sum_0^n \Gamma_i \quad (2.14)$$

*Основное уравнение по вихревой теории.* Умножив обе части полученных выше уравнений (2.15) и (2.15') на угловую скорость  $\omega$  колеса, получим выражения:

$$\omega \Gamma_u = 2\pi(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (2.15)$$

$$\omega \Gamma_o = 2\pi(u c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (2.15')$$

в правой части которых двучлен, заключенный в скобках, представляет собой теоретический напор  $H_T$ , определяемый по уравнению Л. Эйлера. Отсюда получим выражение для теоретического напора рабочего колеса через циркуляцию в виде

$$H_T = \frac{\Gamma \omega}{2\pi g}. \quad (2.16)$$

где  $\Gamma$  — суммарная циркуляция, создаваемая рабочим колесом.

Следовательно, теоретический напор турбомашин не зависит от рода жидкости, а целиком определяется циркуляцией вокруг лопастей, их числом и частотой вращения рабочего колеса.

# ЛЕКЦИЯ № 3

## ОСНОВНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОМАШИН

### План:

1. Индивидуальные и действительные характеристики турбомашин
2. Влияние конечного числа лопаток и производительности (подачи) на работу турбомашин.
3. Подводы и отводы и их влияние на характеристики.

#### 1. Индивидуальные и действительные характеристики турбомашин.

Характеристиками турбомашин называют графическое изображение зависимостей  $H = f(Q)$ ,  $N = f(Q)$ ,  $\eta = f(Q)$ ,  $H_m = f(Q)$ . Эти зависимости даны при  $n = const$ . Наиболее важной является зависимость напора от подачи.

Рассмотрим уравнение Эйлера и параллелограмм скоростей на выходе из колеса

$$H_m = u_2 v_{2u} / g, \quad v_{2u} = u_2 - v_{2r} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2,$$

кроме того

$$Q_m = \pi D_2 b_2 v_{2r} \quad \text{или} \quad v_{2r} = Q_m / \pi D_2 b_2,$$

тогда

$$v_{2u} = u_2 - \operatorname{ctg} \beta_2 Q_m / \pi D_2 b_2.$$

После подстановки в уравнение Эйлера получим

$$H_m = (u_2 - \operatorname{ctg} \beta_2 Q_m / \pi D_2 b_2) u_2 / g.$$

Окружная скорость  $u_2$  определяется  $u_2 = \pi D_2 n / 60$ . После выполнения преобразований получим:

$$H_m = (\pi D_2 n)^2 / 3600 g - Q_m n \operatorname{ctg} \beta_2 / 60 g b_2.$$

Для упрощения примем (для центробежных машин):

$$(\pi D_2 n)^2 / 3600 g = const = C$$

$$n \operatorname{ctg} \beta_2 / 60 g b_2 = const = E$$

Получим зависимость  $H_m = C - E Q_m$ . Это уравнение прямой линии, положение которой зависит от угла  $\beta_2$ . Величины  $n$ ,  $D_2$  и  $b_2$  заданы. Теоретический напор тем выше, чем больше лопатки загнуты вперед (рис. 3.1).

Напорность машины достигается за счет увеличения абсолютной скорости  $v_2$ . В расширяющихся каналах диффузора динамический напор преобразуется в статическое давление, при этом наблюдаются потери энергии, которые тем больше, чем больше  $v_2$ .

В настоящее время применяют насосы для чистой воды с рабочими колесами у которых лопатки загнуты назад, т.е.  $\beta_2 = 20 \div 35^\circ$ , для грунтовых насосов  $\beta_2 \leq 50^\circ$ . Лопатки загнутые вперед применяются на некоторых типах вентиляторов местного проветривания.

Действительный напор отличается от теоретического на величину потерь напора в проточной части машины.

Величина потерь напора складывается из следующих составляющих:

1. Механические потери напора  $h_{mn}$ , потери на трение в подшипниковых узлах и уплотнениях, трение наружных поверхностей о жидкость. Для данной машины потери  $h_{mn} = const$ , и зависят от конструкции, размеров и эксплуатационного состояния машины. Оцениваются механическим к.п.д.  $\eta_m$ .

2. Тормозные потери  $h_m$ , потери за счет возникновения обратных потоков на границе межлопастного канала, эти потоки тормозят основной поток. Потери возникают при малых подачах и с увеличением подачи уменьшаются.

3. Потери напора из-за конечного числа лопаток  $h_k$  возникают, так как происходит наложение потенциального и инерционного вихрей на относительный поток. Потери  $h_k$  с увеличением подачи несколько уменьшаются.

4. Потери на трение потока  $h_{mp}$ , при турбулентном режиме пропорциональны квадрату расхода (подачи) потока.

5. Ударные потери напора  $h_y$ , потери в момент входа жидкости в межлопастной канал и при выходе из него.

Потери  $h_m, h_k, h_{mp}, h_y$  называются гидравлическими потерями  $h_z$  и характеризуются гидравлическим к.п.д.  $\eta_z$ .

6. Объемные потери возникают из-за уменьшения действительной подачи по сравнению с теоретической и характеризуются объемным к.п.д.  $\eta_o$ .

Полный к.п.д. турбомашин определяется

$$\eta = \eta_m \eta_z \eta_o$$

Рабочими характеристиками турбомашин называют графики зависимостей  $H = f(Q)$ ,  $N = f(Q)$ ,  $\eta = f(Q)$  с учетом всех потерь при  $n = const$ .

Характерными точками кривой  $H = f(Q)$  являются точки  $M$ ,  $L$  и  $N$ . Точка  $M$  определяет напор машины при закрытой задвижке, точка  $L$  - максимальный напор. Участок  $LM$  - зона неустойчивой работы машины. Точка  $N$  характеризует нормальную подачу при максимальном к.п.д. и всегда расположена ниже точки  $M$ , что позволяет машине преодолевать геодезическую высоту подъема, гидравлические потери и создавать необходимый скоростной напор.

**2. Влияние конечного числа лопаток и производительности (подачи) на работу турбомашин.** *Влияние конечного числа лопаток.* Поток жидкости в каналах рабочего колеса с бесконечным числом лопастей существенно отличается от потока в реальном рабочем колесе с конечным их числом. В связи с наличием толщины лопаток в каналах рабочего колеса происходит сужение потока, а на выходе его расширение.

При входе в рабочее колесо, в момент поступления жидкости на входные кромки лопаток вращающегося колеса, происходит изменение вектора скорости с жидкости. При этом теряется энергия. Потери энергии зависят от производительности (подачи), числа лопаток и их толщины. При определенной производительности они будут минимальными.



После выхода потока из рабочего колеса поле относительных скоростей выравнивается и поток под действием осевого вихря и циркуляции отклоняется от направления, задаваемого касательными к лопаткам на их выходе, в сторону, обратную вращению колеса. Угол  $\beta_2$  между средней относительной скоростью  $\beta_2$  выровненного потока и обратным направлением скорости  $u_2$ , оказывается фактически меньше выходного угла лопасти  $\beta_2$  (рис. 3.3.).

Это приводит к увеличению относительной скорости ( $w_2 > w_2$ ) и к уменьшению скорости закручивания ( $c_{u2} < c_{u2}$ ), что вызывает снижение теоретического напора.

Таким образом, теоретический напор  $H_T$  при конечном числе лопаток будет меньше напора  $H_T$ , определяемого по уравнению Л. Эйлера в предположении бесконечного числа лопаток рабочего колеса ( $H_T < H_T$ ). Эта разница зависит от производительности и по расчетам может быть до 30 %, Для определения изменения теоретического напора используются различные

поправочные коэффициенты  $k_z = \frac{H_T}{H_T}$  учитывающие конечное число лопастей  $z$

рабочего колеса. Коэффициент  $k_z$  определяется по результатам испытаний машин и расчетов по приближенным зависимостям при различных допущениях, полученных рядом авторов (для насосов Проскурой, Стодолой, Майзелем и др.).

Толщина лопаток реальной турбомашин также влияет на производительность (подачу) турбомашин.

*Влияние производительности (подачи).* На рис. 3.4 приведены планы скоростей на входе и выходе в рабочие колеса центробежной машины при разных производительностях (подачах)  $Q$ . С изменением  $Q$  изменяется по величине пропорциональная ей радиальная скорость  $c_r$  и изменяются направление и –величина абсолютной скорости  $c$ . Скорости без штриха соответствуют малым значениям  $Q$  и со штрихами большим значениям  $Q$ .

На входе в рабочее колесо изменение производительности  $Q$  вызывает изменение вектора  $\vec{w}_1$  и его направления  $\beta'_1$ . С увеличением производительности  $Q$  угол  $\beta'_1$  уменьшается, а с ее уменьшением увеличивается. При малых и больших  $Q$  может происходить местный отрыв потока (создание вихревой зоны) у входной кромки лопасти, что приводит к увеличению гидравлических потерь и снижению напора. При малых расходах зона отрыва расположена с тыльной стороны лопастей, при больших - с рабочей. Потери энергии на входе будут минимальны, если угол  $\beta'_1$  близок к входному углу лопасти  $\beta'_1$ .

**3. Подводы и отводы и их влияние на характеристики.** Форма, размеры, расположение и конструкция устройств для подвода и отвода жидкости от рабочего колеса турбомашин влияют не только на величину энергии, сообщаемую потоку в турбомашине, но и на всю ее характеристику.

*Подводящие устройства турбомашин* должны удовлетворять следующим требованиям:

обеспечивать равномерное, осесимметричное распределение потока по входному сечению рабочего колеса, что улучшает к. п. д. машины;

скорости в сечениях подвода не должны быть высокими и возрастать постепенно до величины ее во входном сечении для получения минимальных потерь в подводе;

конструкция подвода должна создавать удобное сопряжение машины с трубопроводом.

Подводящие устройства (рис. 3.5) выполняют в виде конфузоров с прямой (а) и искривленной (б) осями, кольцевых камер (с), спиральных подводящих камер (г) и обратных каналов лопаточных отводов многоступенчатых насосов.

В прямоосном конфузоре скорость жидкости увеличивается на 15—20%. Ускоренное движение обеспечивает выравнивание поля скоростей потока перед его входом в рабочее колесо.

Спиральный подвод состоит из входного патрубка 1 и спирального канала 2, заканчивающегося ребром 3, которое разделяет потоки, поступающие в колесо непосредственно из патрубка и из спирального канала. Спиральный подвод в отличие от кольцевого позволяет избежать образования за валом вихревой зоны и способствует выравниванию поля скоростей потока.

*Отводящие устройства* должны обеспечивать отвод потока жидкости от рабочего колеса с наименьшими потерями, по возможности без нарушения осесимметричности потока в колесе и с уменьшением скорости потока до величины скорости в начальном участке внешней сети.

В турбомашинах применяются четыре типа отводов: кольцевой, спиральный, лопаточный и каналный.

Кольцевой отвод представляет собой цилиндрическую кольцевую камеру постоянной ширины, охватывающую рабочее колесо машины. Спиральный отвод имеет спиральный канал 1, окружающий рабочее колесо и обычно комбинируемый, как показано на рис. 3.6, с кольцевой камерой 2, ограниченной радиусами  $R_3$  и  $R_4$ . Сечение спирального канала у вентиляторов обычно выполняется трапецеидальным, с увеличивающейся к периферии шириной  $b$  и прямоугольным, у насосов — цилиндрическим и грушевидным с радиусами  $R$ .

На работу турбомашин оказывают значительное влияние форма и расположение языка, от чего зависит количество жидкости, циркулирующей в спиральной камере. В зависимости от длины языка в камеру попадает жидкость, начиная от точки *A* или *B*. Язык правильной формы способствует выравниванию потока в диффузоре; его близкое расположение к рабочему колесу вызывает резкое увеличение шума.

Лопаточные и каналные отводы применяются во многоступенчатых турбомашинах и будут рассмотрены ниже.

*Гидравлические потери* в турбомашинах вызываются: трением 'реальной жидкости о поверхность каналов проточной части турбомашин (в подводе, рабочем колесе и отводе); изменением величины и направления скоростей потока в каналах, в частности при входе в рабочее колесо; внутренним трением в жидкости из-за вихреобразования при движении жидкости в рабочем колесе.

## ЛЕКЦИЯ № 4

# ПОТЕРЯ ЭНЕРГИИ В ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ ТУРБОМАШИН

### План:

1. Характеристика внешних сетей.
2. Эксплуатационные режимы турбомашин.
3. Совместная работа нескольких насосов (вентиляторов) на общую сеть

**1. Характеристика внешних сетей.** Гидравлическая машина соединена с внешней сетью: насосы и компрессоры — с системой трубопроводов, вентилятор — с системой горных выработок. Для перемещения во внешней сети воды или воздуха в гидравлической машине создается определенное приращение удельной энергии, которое необходимо для подъема жидкости из шахты (рудника), преодоления статического противодействия в сети и гидравлических сопротивлений, а также для сообщения определенной скорости потоку жидкости из выходного сечения трубопровода.

Под *характеристикой внешней сети* понимают зависимость между напором (давлением)  $H_c$  и количеством протекающей жидкости  $Q_c$ —расходом в сети. В общем случае напор  $H_c$  (м), необходимый для перемещения определенного количества жидкости во внешней сети, в соответствии с уравнением Бернулли может быть представлен в случае нулевой скорости жидкости со стороны всасывания в следующем виде:

$$H_c = z_r + \frac{P_{a2} - P_{a1}}{\rho g} + c^2/2g + \Delta H, \quad (4.1)$$

где  $z_r$  — высота подъема жидкости из шахты, м;

$P_{a2} - P_{a1}$  — противодействие  $P_{a2} - P_{a1}$  — давление соответственно на поверхности и горизонте шахты, Па;

$\rho$  — плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$c^2/2$  — скоростной напор на выходе из сети, м;

$\Delta H$  — напор, затрачиваемый на преодоление сопротивлений при движении жидкости во внешней сети (потери напора).

*Шахтная водоотливная сеть.* Насос должен создавать напор  $H$ , достаточный для подъема воды на требуемую высоту, преодоления атмосферного противодействия и вредных сопротивлений в трубопроводе, сообщения кинетической энергии жидкости.

Высота, на которую поднимается жидкость, называется геодезической высотой  $z_r$  (рис. 4.1, а):

$$z_r = z_b + z_n, \quad (4.2)$$

где  $z_b$  и  $z_n$  — высота соответственно всасывания и нагнетания, м.

Статическое противодействие имеет отрицательный знак, так как  $p_2$  несколько меньше, чем  $p_1$ . Поскольку абсолютная величина этого противодействия незначительна, им пренебрегают.

Потери напора в трубопроводе, как известно, пропорциональны квадрату скорости или расхода:

$$\Delta H = \xi \frac{c^2}{2g}, \quad (4.3)$$

где  $\xi$  – коэффициент пропорциональности, учитывающий конфигурацию, размеры, шероховатость и материал трубопроводов

Скоростной напор  $c^2/2g$  на выходе из трубопровода может рассматриваться как потеря напора на преодоление сопротивления на выходе с коэффициентом  $\xi=1$ .

Учитывая выражения (4.2) и (4.3), получаем следующее уравнение для определения напора:

$$H = z_r + (\xi + 1) \frac{c^2}{2g} \quad (4.4)$$

Скорость  $c$  жидкости в трубопроводе сечением  $F$  связана с ее расходом  $Q_c$  выражением  $c = \frac{Q_c}{F}$  заменив в выражении (4.4) скорость на расход, получим

$$H_c = z_r + \frac{(\xi + 1)}{2F^2 g} Q_c^2$$

Обозначив  $z_r = H$  и  $\xi_T = \frac{\xi + 1}{2F^2 g}$ , где  $\xi_T$  – коэффициент сопротивления трубопровода,  $c^2/m$ , получим следующее выражение внешней характеристики водоотливного трубопровода:

$$H_c = H_r + \xi_T \quad (4.5)$$

В практике расчетов характеристик внешних сетей местные сопротивления трубопроводов учитывают обычно, принимая вместо фактической эквивалентную длину трубопровода, т. е. к фактической длине добавляют такую длину трубопровода, потери напора в котором равны местным потерям. В частности, можно принимать, что потери напора (давления) во всасывающем клапане эквивалентны потерям в прямом трубопроводе длиной 10 м; потери напора в коленах, тройниках, задвижках и обратных клапанах (в каждом элементе) эквивалентны потерям в трубопроводе длиной 5 м.

*Шахтная вентиляционная сеть.* Шахтной вентиляционной сетью является сеть подземных горных выработок. Естественная тяга может создавать в вентиляционной сети некоторое положительное или отрицательное противодавление.

Величина естественной тяги  $p_T$  определяется выражением

$$p_T = gz_r (\rho_a - \rho), \quad (4.7)$$

плотность воздуха соответственно атмосферного и выходящего из шахты,  $кг/м^3$ .

Вентиляторные установки, работающие на нагнетание, создают в выработках давление, превышающее атмосферное. Нагнетательная вентиляция допускается только для негазовых шахт и лишь как исключение — для неглубоких шахт первой категории по газу.

При засасывающей вентиляции воздух входит через главный ствол и далее через околоствольный двор поступает в выработки крыльев шахты, омывает очистные забои и оттуда через вентиляционные - штреки направляется

к вентиляционному стволу и далее через вентиляторную установку уходит в атмосферу. Наименьшее давление  $p_c$  имеет место у входа в вентилятор.

Создаваемая вентилятором разность давлений должна преодолевать вредные сопротивления движению воздуха в выработках и инерционные свойства воздуха, которому необходимо сообщить определенную кинетическую энергию. Таким образом, уравнение для шахтного, трубопровода применимо и для шахтной вентиляционной сети, с той лишь разницей, что значение геодезической высоты принимается равным нулю.

$$p_c = \xi_c Q_c^2 \quad (4.8)$$

где  $\xi_c$  — коэффициент, зависящий от шероховатости стенок выработок, их длины, сечения и формы ( $\text{Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-8}$ ).

Характеристика представляет собой параболу с вершиной в начале координат.

Давление, создаваемое шахтной вентиляторной установкой, затрачивается в основном на преодоление сопротивлений движению воздуха в подземных выработках.

В практике расчетов и исследований для оценки сопротивления вентиляционных сетей пользуются понятием «эквивалентного отверстия».

Эквивалентное отверстие — это такое условное круглое отверстие в тонкой стенке, расход воздуха через которое при разности давлений, равной шахтной депрессии, такой же, как и в шахтной вентиляционной сети. Иными словами, под эквивалентным отверстием шахты (рудника) подразумевается условное отверстие, сопротивление которого равно сопротивлению всей шахты (рудника).

Из гидравлики известно, что расход жидкости  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) через тонкое отверстие

$$Q = \psi A \sqrt{2gH}, \quad (4.9)$$

где  $\psi = 0,62 \div 0,65$  — коэффициент сужения струи;  $A$  — площадь эквивалентного отверстия,  $\text{м}^2$ ;  $H$  — разность напоров,  $\text{м}$ .

Принимая депрессию  $p_c = \rho g H$ , а также коэффициент  $\psi = 0,65$  и плотность воздуха  $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ , получаем для вентиляционной сети следующие выражения:

$$Q_c = 0,839 A \sqrt{p_c}$$

$$A = 1,19 \frac{Q_c}{\sqrt{p_c}}; \quad (4.10)$$

$$p_c = 1,42 \left( \frac{Q_c}{A} \right)^2; \quad (4.11)$$

Последнее уравнение представляет собой аналитическое выражение характеристики вентиляционной шахтной сети через эквивалентное отверстие.

**2. Эксплуатационные режимы турбомашин. Рабочий режим.** Чтобы получить данные о рабочем режиме турбомашин, подключенной к сети, необходимо сопоставить характеристики — внешней сети и индивидуальную турбомашин.

Очевидно, что в установившемся режиме работы расход жидкости через сеть должен быть равен производительности (подаче) машины и она должна развивать напор, необходимый для преодоления сопротивлений сети, т. е. в установившемся рабочем режиме значения расхода и давления должны удовлетворять одновременно как характеристике сети, так и характеристике турбомашин.

*Устойчивость работы и помпаж.* Устойчивость работы турбомашин — важное условие ее нормальной эксплуатации. Устойчивой является такая работа турбомашин, при которой после устранения причин, вызвавших изменение рабочего режима, он автоматически восстанавливается. Изменение режимов работы насосов и вентиляторов возникает при изменении сопротивления сети или частоты вращения турбомашин, что выводит систему «машина—сеть» из равновесия.

Явление помпажа может возникнуть не только в насосах, но и в других турбомашинах (вентиляторах, компрессорах), работающих на внешнюю сеть. Помпаж возникает при наличии неустойчивого участка характеристики турбомашин. Неустойчивым участком характеристики является та часть ее, где восходящий участок характеристики машины проходит круче характеристики сети, т. е. не выполняется условие (4.13).

Шахтные центробежные вентиляторы обладают плавно изменяющимися характеристиками, работают на шахтную сеть без геодезической высоты и всегда имеют устойчивые режимы.

Шахтные осевые вентиляторы, хотя также работают на сеть без геодезической высоты, но могут иметь неустойчивые режимы работы при наличии впадин и разрывов в их напорных характеристиках.

*Рабочие участки характеристик.* В процессе эксплуатации шахт происходит непрерывное подвигание очистных забоев и изменение длины горных выработок. Вследствие этого изменяются характеристики шахтных сетей и режимы работы турбомашин.

Важными условиями эксплуатации стационарных установок являются экономичность и устойчивость их работы. Критерием количественной оценки экономичности служит удельный расход электроэнергии, т. е. количество энергии, затрачиваемой на перемещение единицы жидкости. В значительной мере экономичность определяется к. п. д. турбомашин. Очевидно, что рациональной областью использования турбомашин будет область, в которой к.п.д. имеет значения, равные или большие минимально допустимого. Минимально допустимый к. п. д. зависит от уровня развития турбомашин и в настоящее время для шахтных вентиляторов главного проветривания составляет 0,6.

Участки индивидуальных эксплуатационных характеристик турбомашин, удовлетворяющие требованиям экономичности и устойчивости режимов, называются рабочими участками х а р а к т е р и с т и к.

### **3. Совместная работа нескольких насосов (вентиляторов) на общую сеть**

*Общие сведения.* К совместной работе нескольких турбомашин на одну общую сеть прибегают на горных предприятиях в тех случаях, когда давление или расход, создаваемый одной турбомашиной на предельных параметрах

(частота вращения, угол установки лопаток и т. п.), недостаточен. Все случаи совместной работы можно свести к двум вариантам — параллельной и последовательной работе машин. Например, если один насос не обеспечивает откачки суточного притока воды, то включают два насоса в параллельную работу. Если напор, создаваемый одним насосом, недостаточен, то предусматривают последовательную работу насосов. При параллельной работе жидкость от обеих турбомашин поступает в общую сеть. При последовательной работе жидкость, подаваемая одной машиной, проходит через другую и получает дополнительную в ней энергию. Многоступенчатые турбомашин также представляют собой конструктивно объединенные одноступенчатые машины, работающие последовательно или параллельно.

*Последовательная работа.* Последовательная работа турбомашин применяется для увеличения напора (давления) во внешней сети.

При этом подача (производительность) машин одинакова ( $Q_1=Q_2=Q$ ), а напор (давление) равен сумме напоров (давлений) обеих машин ( $H=H_1+H_2$ ).

*Машины установлены рядом.* Для получения суммарной напорной характеристики 1+2 турбомашин необходимо сложить ординаты характеристик 1 и 2 (рис. 4.3). Точка пересечения А суммарной характеристики 1+ 2 с характеристикой сети будет обозначать рабочий режим совместно работающих машин, а точки А' и А'' — рабочие режимы отдельных турбомашин. Следует отметить, что параметры рабочих режимов (точки А' и А'') при совместной работе машин значительно отличаются от параметров режимов при их раздельной работе на ту же внешнюю сеть (точки А<sub>1</sub> и А<sub>2</sub>).

*Машины находятся на расстоянии друг от друга.* Чтобы получить суммарную напорную характеристику турбомашин, сначала необходимо теоретически заменить турбомашину 1, находящуюся в точке С, с прилегающим к ней трубопроводом СВ эквивалентной машиной 1', расположенной в точке В рядом с турбомашин 2, т. е. привести турбомашин в общую точку В. Для этого необходимо построить напорную характеристику 1' вычитая из характеристики турбомашин 1 при одних и тех же 0 ординаты характеристики 1' участка СВ, т. е. напор, расходуемый на подъем жидкости и преодоление сопротивления трубопровода. Суммарная характеристика получается сложением ординат характеристик 1' и 2. Точка А пересечения суммарной характеристики турбомашин с характеристикой сети / определяет рабочий режим последовательно работающих турбомашин, а точки А' и А''— рабочие режимы отдельных турбомашин 1 и 2.

Для обеспечения эффективной работы последовательно включенных турбомашин необходимо, чтобы их оптимальные производительности были примерно одинаковыми.

При установке машин на расстоянии это требование относится к приведенной и реальной 2 машинам.

К. п. д. последовательно определяется из выражения включенных насосов

$$\eta = \frac{g\rho Q(H_1 + H_2)}{1000(N_1 + N_2)} \text{ или } \eta = \frac{H_1 + H_2}{H_1/\eta_1 + H_2/\eta_2}, \quad (4.14)$$

где  $\eta_1$  и  $\eta_2$  — к. п. д. машин 1 и 2;  $N_1$  и  $N_2$  — потребляемая машинами 1 и 2 мощность, кВт.

Аналогично определяется и к. п. д. вентиляторов:

$$\eta = \frac{p_1 + p_2}{p_1/\eta_1 + p_2/\eta_2}, \quad (4.15)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  — давление, развиваемое вентиляторами 1 и 2.

Наиболее экономичная работа последовательно включенных машин будет в том случае, если каждая машина при требуемом суммарном напоре будет работать в режиме максимального к. п. д.

При совместной работе нескольких турбомашин суммарные их характеристики строятся так же, как и для двух машин.



## ЛЕКЦИЯ № 5

# ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВКАХ И ВОДООТЛИВЕ

### План:

1. Водоприитоки подземных вод.
2. Назначение и классификация водоотливных установок.
3. Технологические схемы стационарного водоотлива.
4. Насосные камеры и водосборники.

**1. Водоприитоки подземных вод.** Приток подземных вод колеблется в широких пределах на различных горных предприятиях и достигает 20 000 м<sup>3</sup>/ч, а на весьма обводненных рудниках превышает эту величину. На одном и том же предприятии водоприиток не остается постоянным в течение года. В связи с этим различают нормальные и максимальные водоприитоки. Последние отмечаются в весенний или осенний период. Приток воды в эти периоды на шахтах глубиной до 100 м увеличивается в 2-4 раза и более.

Обводненность шахты или рудника может выражаться в абсолютных или относительных величинах. Абсолютная обводненность (приток воды) выражает суммарное количество воды (м<sup>3</sup>), поступающей в шахту в единицу времени. Относительная обводненность оценивается коэффициентом водообильности, т. е. отношением массы годового притока воды к массе добытого за этот же период полезного ископаемого. Коэффициент водообильности для угольных шахт колеблется от 0,38 (Карагандинский бассейн) до 25 (Подмосковный бассейн) и более.

Шахтные воды содержат химические вещества и механические примеси, вредно влияющие на оборудование водоотливных установок.

### **2. Назначение и классификация водоотливных установок.**

Водоотливная установка — это комплекс технических средств для удаления воды из горных выработок и выдачи ее на поверхность. Для откачки подземных вод применяются водоотливные установки, которые в зависимости от назначения разделяются на центральные, главные, участковые, вспомогательные, перекачные, проходческие и скважинные.

Центральная водоотливная установка предназначается для откачки воды из нескольких шахт; главная водоотливная установка — для выдачи непосредственно на поверхность притока воды всей шахты.

Участковые водоотливные установки откачивают с участков в главный водосборник или на поверхность воду из выработок какого-либо участка шахты или рудника.

Вспомогательные водоотливные установки располагаются на участках, уклонах, зумпфах и служат для перекачки воды в водосборник главной или центральной водоотливной установки. При волнистой почве пласта применяются перекачные установки для откачки воды из участков в водосборник главной водоотливной установки.

Водоотливные установки, применяемые при проходке уклонов, наклонных и вертикальных стволов шахт, называются проходческими. Они перемещаются по мере подвигания забоя или понижения уровня воды. Установки для понижения грунтовых вод называются скважинными.

Центральные, главные, вспомогательные и участковые водоотливные установки, как правило, размещаются в специальных камерах и являются стационарными.

При проведении горных выработок применяются передвижные водоотливные установки.

Водоотливные установки (рис. 5.1) оборудуются в основном центробежными насосами. Установка состоит из насоса 1 с двигателем, всасывающего трубопровода 2 с приемной сеткой 3 и клапаном 4, нагнетательного трубопровода 5 с задвижкой 6 и обратным клапаном 7, трубки 8 с вентилем 9 для заливки водой насоса перед его пуском. Давление во всасывающем 2 и нагнетательном 5 трубопроводах измеряется вакуумметром 10 и манометром.

Вертикальное расстояние от уровня воды в заборном резервуаре (колодце) до оси насоса называется геодезической (геометрической) высотой всасывания  $z_{вс}$ , а вертикальное расстояние от оси насоса до сливного отверстия трубопровода — геодезической (геометрической) высотой нагнетания  $z_{н}$ . Сумма геодезических высот всасывания и нагнетания есть геодезическая (геометрическая) высота подачи  $z_{г}$ , которая, по существу, является полной геодезической высотой водоподъема.

### **3. Технологические схемы стационарного водоотлива.**

Технологические схемы водоотлива определяются глубиной и числом разрабатываемых горизонтов, способом и порядком отработки месторождений.

При разработке одного горизонта наиболее приемлемой является схема бесступенчатого водоотлива, когда вода собирается в водосборник главного водоотлива и насосы непосредственно откачивают ее на поверхность. Если напора одного насоса недостаточно, то применяют последовательную работу насосов (рис. 5.2, б), устанавливаемых в одной камере, или используют ступенчатые схемы (рис. 5.2, в, г) с размещением насосов на разных горизонтах. При этом насосы могут быть включены без и с промежуточным водосборником.

Наиболее простой является схема бесступенчатого водоотлива, при которой достаточно одной водоотливной установки. При применении этой схемы уменьшается объем горных работ, требуемых для водоотлива, упрощается электромеханическое оборудование и снижается безопасность труда, но возрастает напор, растут капитальные затраты на изготовление насосов и арматуры высокого давления, увеличивается мощность двигателей. Тем не менее, эта схема является предпочтительной, и стремятся увеличить возможную глубину бесступенчатого водоотлива созданием высоконапорных насосов.

Ступенчатая схема с промежуточным водосборником допускает меньшие давления, что повышает безопасность и надежность труда, но при

этой схеме требуются сооружение и поддержание промежуточного водосборника, стоимость которого значительна.

При разработке двух и более горизонтов с самостоятельными притоками возможен бесступенчатый водоотлив отдельно с каждого горизонта.

Выбор последних схем определяется водопритоками на отдельных горизонтах. Например, если водопритоки верхних горизонтов велики, то рациональной является схема, показанная на рис. 5.3, б. Если водопритоки нижних горизонтов велики, то лучше использовать схему с перепуском воды с верхних горизонтов на нижний, при которой не требуется устанавливать). Мощные насосные станции на разных горизонтах. Напор воды с верхнего горизонта можно частично использовать (рис. 5.3, з), если воду с этого горизонта подводить по трубам непосредственно к всасывающему тракту насосов. При выборе схемы водоотлива необходимо учитывать также кислотность вод на разных горизонтах и другие факторы. Кислотные воды рекомендуется откачивать отдельно.

В случае значительного удаления участка шахты или рудника от главной водоотливной установки и небольшой глубины разрабатываемого горизонта вода на поверхность откачивается через специальные скважины или шурфы от участков установок.

Выбор технологической схемы водоотлива осуществляется на основе технико-экономического сопоставления вариантов в зависимости от местных горно-геологических условий горного предприятия, последовательности отработки горизонтов и других факторов.

**4. Насосные камеры и водосборники.** Насосы и аппаратура автоматизации водоотливных установок размещаются обычно в специальных горных выработках — насосных камерах. Насосная камера 1 наклонным ходком 8 соединяется с околоствольным двором и трубо-кабельным ходком 4 — со стволом 5, а с помощью труб с задвижками — с водосборником (рис.. 5.4).

Обычно насосная камера располагается на свежей струе в околоствольном дворе и примыкает к подземной подстанции. Размеры насосной камеры определяются числом и размерами применяемых насосных агрегатов, которых по правилам безопасности должно быть не менее трех (один в работе, один в резерве и один в ремонте). Устройство насосной камеры должно обеспечивать безопасную эксплуатацию оборудования, удобную его доставку и монтаж, а также свободный доступ при обслуживании насосных агрегатов. Для предотвращения затопления насосной камеры пол ее следует располагать на 0,5 м выше отметки околоствольного двора.

Для размещения всасывающих трубопроводов насосная камера оборудуется групповыми или индивидуальными колодцами 8, соединенными с водосборником 2 через приемный коллектор или непосредственно.

Насосные камеры могут располагаться выше и ниже уровня воды в водосборнике. В первом случае насосы имеют положительную, а во втором отрицательную высоту всасывания, т. е. работают с подпором, что является благоприятным обстоятельством, так как исключает появление кавитации в насосах и необходимость их заливки. Однако недостатками камер, располагаемых ниже уровня воды в водосборнике (погружных), являются

трудность обеспечения их герметичности (вода из водосборника попадает в камеру) и большие капитальные затраты.

Погружные камеры не нашли широкого применения на угольных шахтах из-за трещиноватости пород и трудности герметизации камер, но используются на многих рудниках.

Водосборники — выработки для сбора воды и ее осветления. Водосборник главного или участкового водоотлива должен состоять из двух и более выработок. В шахтах, опасных по прорыву вод, согласно правилам технической эксплуатации, вместимость водосборников главных и участковых установок должна рассчитываться соответственно на восьми- и четырехчасовой приток воды, для остальных шахт водосборники рассчитываются соответственно на четырех- и двухчасовой нормальный водоприток.

Вода, проходя с малой скоростью по водосборнику, осветляется. Водосборники иногда перегораживаются на две части (в одной части вода осветляется) или для осветления воды в горизонтальной выработке делается специальный предварительный отстойник.

Из водосборника вода поступает в водоприемные колодцы, откуда насосами через всасывающие трубопроводы откачивается на поверхность.

Из-за оседания твердых частиц и осветления воды водосборники заиливаются. Они должны очищаться не реже 2 раз в год. Загрязнение водосборника более чем на 30% не допускается.

Прогрессивным направлением является применение бескамерного водоотлива, при котором не требуется специальная насосная камера и значительно упрощается водоотливное хозяйство шахт. При бескамерном водоотливе используются погружные насосы, например типа ЭЦВ, устанавливаемые в трубных отделениях стволов и ниже уровня воды в водосборниках.

Перспективным направлением является также установка погружных насосов непосредственно в водосборниках, что значительно уменьшает размеры насосных камер.

## ЛЕКЦИЯ № 6

# СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РАБОЧЕЕ КОЛЕСО НАСОСА, И ИХ УРАВНОВЕШИВАНИИ

### План:

1. Силы, действующие на рабочее колесо насоса.
2. Характеристики насосов и режимы их работы
3. Способы регулирования режимов работы.

**1. Силы, действующие на рабочее колесо насоса.** На ротор насоса действуют осевая и радиальная силы. Эти силы возникают при работе всех турбомашин, но у вентиляторов они значительно меньше, чем у насосов.

*Осевая сила* появляется при работе насоса вследствие неравенства давлений на переднюю и заднюю внешние стенки рабочего колеса (рис. 6.1) в пространства  $A$  и  $B$  между внешними стенками рабочего колеса и внутренними стенками корпуса попадает под давлением  $p_2$  жидкость, выходящая из рабочего колеса. Давление  $p_2$  в зависимости от зазора равно или меньше давления жидкости на выходе из рабочего колеса. Независимо от характера эпюры давления на площади, заключенные между окружностями радиусов  $R_2$  и  $R_y$  (радиус переднего уплотнения колеса), и площади внешних стенок рабочего колеса действуют примерно одинаковые и противоположно направленные силы (взаимно уравновешенные).

Гидравлически не уравновешена площадь заднего (коренного) диска рабочего колеса, ограниченная окружностями радиусов  $R_y$  и  $R_b$  (радиус вала колеса) и равная  $\pi (R_y^2 - R_b^2)$ . На эту площадь диска с внешней его стороны действует давление  $p$  и на внутреннюю Давление  $p_1$  на входе рабочего колеса определяется условиями всасывания:  $p_1 < p_a$  если всасывание осуществляется при наличии положительной высоты всасывания ( $z > 0$ ) и  $p_1 < p_a$  при работе с подпором, т. е. при отрицательной высоте всасывания. Однако в обоих случаях  $p_1$  меньше давления  $p_2$  жидкости на выходе из рабочего колеса. Поэтому колесо будет находиться под разностью давлений:

$$\Delta p = p - p_1 \quad (6.1)$$

с эпюрой, показанной на рис. 11.1, б. Вследствие этого на рабочее колесо действует осевая сила  $T_0$ , направленная в сторону всасывающего его отверстия:

$$T_0 = \int_{R_b}^{R_y} (p - p_1) 2\pi R dR \quad (6.2)$$

где  $p$  — текущее, давление, максимальное значение которого  $p_2$  Па.

Для определения силы  $T_0$  необходимо установить зависимость  $p = f(R)$ , для этого рассмотрим элементарное кольцо жидкости шириной  $dR$ . Жидкость, находящаяся в пространстве  $B$ , за счет трения о стенки колеса приводится во вращательное движение с некоторой угловой скоростью  $\omega_{ж}$ , зависящей от зазоров между стенками, шероховатости последних и вязкости жидкости.

Принимают, что жидкость в пространствах А и В приходит во вращение с угловой скоростью  $\omega_{ж} = 0,5$  угловой скорости рабочего колеса  $\omega$ . При вращении жидкости за счет центробежных сил возникает противодавление.

Для элементарного объема жидкости (кольца  $dR$ ) приращение давления за счет центробежных сил:

$$dp = \rho \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 R dR \quad (6.3)$$

Проинтегрируем это выражение:

$$\int_p^{p_2} dp = \int_R^{R_2} \rho \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 R dR$$

Получим

$$p_2 - p = \frac{\rho \omega^2}{8} (R_2^2 - R^2)$$

Откуда

$$p = p_2 - \frac{\rho \omega^2}{8} (R_2^2 - R^2) \quad (10.15)$$

$$p = p_2 - \frac{\rho \omega^2 R_2^2}{8} \left(1 - \frac{R^2}{R_2^2}\right) \quad (6.4)$$

Из полученного уравнения видно, что зависимость  $p = f(R)$  имеет параболический характер (см. рис. 6.1, а).

Подставляя выражение для  $p$  из (11.4) в уравнение (6.3), после интегрирования получаем значение осевой силы

$$T_0 = \left[ p_2 - p_1 - \frac{\rho \omega^2}{8} \left( R_2^2 - \frac{R_y^2 + R_B^2}{2} \right) \right] \pi (R_y^2 - R_B^2) \quad (6.5)$$

На внутреннюю поверхность колеса действует противоположно направленная сила, вызываемая изменением количества движения потока,

$$T' = -m(c_1 - c_2) = \rho Q (c_1 - c_2)_0 \quad (6.6)$$

Так как  $c_2 = 0$  для радиальных центробежных насосов, то практически принимают для центробежных насосов

$$T'_0 = -\varphi \rho Q c_1$$

где  $\varphi$  — опытный коэффициент, зависящий от  $n_s$ .

Для небольших значений  $n_s$  коэффициент  $\varphi = 1,0$ .

Результирующая осевая сила  $T$ , действующая на рабочее колесо,

$$T = T_0 + T'_0 \quad (6.7)$$

По величине осевая сила  $T'_0$  значительно меньше  $T_0$ . На практике для определения осевой силы часто пользуются приближенным уравнением

$$T = r_n \pi (R_y^2 - R_B^2) \rho H \quad (6.10)$$

Где  $r_n$  — опытный коэффициент, зависящий от  $n_s$ , для колеса с односторонним подводом жидкости и проходным валом  $r_n = 0,6$  при  $n_s = 60$  и  $r_n = 0,8$  при  $n_s = 200$ ;  $H$  — напор колеса, м.

Для многоступенчатых центробежных насосов суммарная осевая сила

$$T_{\Sigma} = zT \quad (6.11)$$

где  $z$  — число ступеней.

Величина  $T_{\Sigma}$  достигает 0,15—0,20 МН.

Осевая сила значительно возрастает при увеличении утечек через уплотнение между корпусом и передним диском колеса. При выходе из строя уплотнения эпюра давлений на передний диск ограничивается пунктирной кривой (см. рис. 6.1, а). Осевая сила при этом может увеличиться до трехкратного значения.

*Способы уравнивания осевой силы.* В связи с большим значением осевой силы ее уравнивание обычным механическим способом — применением упорных подшипников не рационально, так как утяжеляется и усложняется конструкция насоса и снижается механический к. п. д. В насосах прибегают к гидравлическим способам уравнивания осевой силы. Применяются следующие пять основных способов полного или частичного уравнивания осевой силы.

1. Применение рабочих колес с двусторонним всасыванием. При этом способе в идеальном случае (симметричный подвод жидкости к рабочему колесу и одинаковое качество уплотнений) осевая сила равна нулю.

2. Расстановка рабочих колес попарно или группами на валу многоступенчатого насоса, при которой осевые силы взаимно уравниваются. При этом последовательность перепуска жидкости выбирается таким образом, чтобы результирующая осевая сила была близкой к нулю (рис. 6.2). При таком способе необходимы большие по размерам перепускные каналы между колесами, причем полное уравнивание не достигается и приходится использовать упорные подшипники. Конструкция насоса усложняется.

3. Применение на заднем диске колеса дополнительного кольцевого уплотнения, которым поверхность диска делится на две части. На центральную часть действует давление, примерно равное давлению во всасывающем канале. Это достигается с единением пространства центральной части с всасывающим каналом обводной трубкой (рис 6.3, а) или отверстием в заднем диске (рис. 6.3, б). Соответствующим подбором диаметра уплотняемой части заднего диска и размеров перепускных отверстий можно добиться полного отсутствия осевой силы. Однако при этом увеличиваются внутренние перетоки жидкости в машине и, снижается ее объемный к. п. д.

Применение разгрузочного диска (рис. 6.3, в). Жестко посаженный на приводной вал диск с торцевой поверхностью корпуса 2 образует герметичную камеру 3, в которую через щель 4 поступает вода из последней ступени насоса. Вода оказывает давление на диск в направлении, обратном осевой силе.

Давление перед диском  $p_3$  больше давления  $p_4$  за диском на величину сопротивления радиальной щели  $\Delta p_D = p_3 - p_4$ . Тогда на разгрузочный диск действует осевая сила

$$T_D = \psi F_D (p_3 - p_4) = \varphi \pi (R_D^2 - R_{em}^2) \Delta p_D \quad (6.12)$$

где  $\varphi$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давления по поверхности диска;

$F_D$  — площадь диска,  $m^2$ ;

$R_D$  и  $R_{вт}$ —радиусы соответственно диска и его втулки.

Сила  $T_D$  давления жидкости на диск во всех режимах работы насоса равна результирующей осевой силе  $T_\Sigma = (T_D = T_\Sigma)$ . Это равенство достигается автоматически за счет некоторого перемещения ротора насоса вдоль оси и изменения величины зазора между диском и корпусом 2. В случае, если силы давления жидкости на разгрузочный диск превышают осевую силу, вал смещается, увеличивается зазор в кольцевом уплотнении между диском и корпусом, в результате из-за возросших утечек жидкости давление в камере 3 падает и уменьшается сила, действующая на разгрузочный диск. Расход воды через щель разгрузочного отверстия не должен превышать 3%, так как расход снижает объемный к. п. д. насоса. Однако этот способ разгрузки подшипников широко применяют в многоступенчатых насосах, так как он обеспечивает минимальные габариты в осевом направлении.

5. Применение разгрузочных лопаток на заднем диске рабочего колеса (рис. 6.6, з). Разгрузочные лопатки на наружной стороне заднего диска имеют небольшую толщину, а их геометрия аналогична профилю рабочих лопастей 2 рабочего колеса. Подбором размеров разгрузочных лопаток можно добиться необходимого разрежения на заднем диске и полной компенсации осевой силы. Однако при этом теряется некоторая часть энергии, подведенной к валу насоса.

*Радиальная сила* возникает при отклонении режима работы насоса со спиральным корпусом от расчетного или в случае неправильно спрофилированного канала отвода. По величине она в 5—10 раз может превышать силу тяжести ротора. При работе насоса на нерасчетных режимах площадь поперечного сечения спирального отвода не соответствует количеству проходящей через нее жидкости. При малых подачах  $Q$  скорость жидкости в спиральном отводе по направлению к выходу падает, а давление возрастает (рис. 6.3 а). При подачах  $Q$ , превышающих расчетные  $Q_p$ , скорость увеличивается, а давление падает. Поскольку распределение давлений в обоих случаях неравномерное по окружности рабочего колеса, возникает радиальная сила  $F_R$ , направленная под углом  $\alpha$  к оси выходного патрубка.

Сила  $F_R$  направлена при  $Q < Q_p$  примерно под углом  $\alpha \approx 20^\circ$  и при  $Q > Q_p$  под углом  $150^\circ$ . Сила  $F_R$  вызывает прогиб вала, что приводит к повышенному износу уплотнений. Радиальная результирующая сила гидродинамического давления жидкости на колесо обращается в нуль или значительно снижается, если поток отводится от рабочего колеса двумя и более каналами одинаковой конструкции. В насосах со спиральными каналами снижение  $F_R$  возможно при использовании двух спиральных отводов, смещенных относительно друг друга



на  $180^\circ$ , или при разделении спирального канала перегородкой на два канала. Радиальные силы  $F_R$  и  $F'_R$  частично уравниваются. В секционных многоступенчатых насосах кольцевые отводы снабжены направляющими лопатками, посредством которых обеспечивается плавный, с малыми ударами и завихрениями переход жидкости из канала рабочего колеса в отвод. Каждая пара направляющих лопаток образует отдельный спиральный отвод. Радиальные силы, возникающие в каждом из таких отводов, взаимно компенсируются за счет их осесимметричности.

**2. Характеристики насосов и режимы их работы** Основными техническими данными, характеризующими работу насоса, являются: подача  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) — объем жидкости, подаваемой насосом в единицу времени; напор  $H$  (м) — удельная энергия, сообщаемая насосом жидкости; напор при нулевой подаче  $H_0$  (м) напор насоса при закрытой задвижке, установленной у напорного патрубка насоса; вакуумметрическая высота всасывания  $H_{\text{в.вак}}$  (м) — высота всасывания, определяемая по вакуумметру; допустимая вакуумметрическая высота всасывания  $H_{\text{в.вак,доп}}$  (м) — высота, при которой обеспечивается работа насоса без изменения его основных технических параметров; мощность (кВт) на валу насоса — мощность, потребляемая насосом. Индивидуальные характеристики насосов, применяемых на горных предприятиях, обычно выражаются зависимостями  $H = F(Q)$ ,  $H_{\text{раб}} = F_1(Q)$ ,  $N = f_2(Q)$  и  $\eta = f_3(Q)$  На рис. 5.8 приведены в качестве примеров индивидуальные характеристики центробежных насосов ЦНК 300-120—600, представленные графически. Для многоступенчатых секционных насосов принято приводить характеристики для одного рабочего колеса. Для характеристики насосов, применяемых в других отраслях промышленности, иногда используются также универсальные характеристики.

Характеристики насосов и трубопроводов изменяются в процессе эксплуатации. Вследствие абразивного износа рабочих колес и изменения сечения каналов напор насоса снижается.

Для нормальной эксплуатации центробежных насосов необходимо соблюдение следующих условий.

Для предотвращения неустойчивых режимов работы насоса статическое противодавление  $H_{\text{г}}$  в сети трубопровода, равное геодезической высоте  $z_{\text{г}}$ , должно быть меньше напора насоса  $H_0$  при нулевой подаче (при закрытой задвижке), для шахтных насосов принимают  $H_{\text{г}} < 0,9H_0$ . Это обусловлено тем, что на практике возможны небольшие колебания частоты вращения электродвигателя насоса (например, при изменении частоты тока в электросети), которые приводят к изменению напорной характеристики и, в частности, к уменьшению значения  $H_0$ . При  $H_{\text{г}} > H_0$  напорная характеристика насоса пересекается с характеристикой трубопровода в двух точках и возникает неустойчивая работа насоса (помпаж). Чтобы работа насоса была экономичной, его режим должен быть в пределах рабочего участка характеристики, ограничиваемого значениями к. п. д.  $\eta = 0,95\text{max}$ . При работе насоса не должна возникать кавитация.

**3. Способы регулирования режимов работы.** Режимы работы водоотливных установок регулируются изменением характеристик

.трубопровода и насосов. Наибольшее распространение в практике получил простой, хотя и менее экономичный первый способ регулирования, с помощью задвижки в нагнетательном трубопроводе.

При характеристиках I и соответственно трубопровода и насоса режим работы изобразится точкой *a*, располагаемой за рабочей зоной. Для установления номинальных подачи  $Q_{ном}$  и напора  $H_{ном}$  регулирование осуществляется задвижкой, в результате чего получают характеристику трубопровода, изображенную кривой III (режим работы изобразится точкой и). Так как при этом увеличивается сопротивление трубопровода, то напор возрастает на величину  $H_z$  и дополнительно затрачивается мощность. У быстроходных насосов вместо дросселирования экономически выгоднее осуществлять регулирование отводом части жидкости по перепускному трубопроводу во всасывающий тракт насоса или сбросом в водосборник.

При втором способе характеристики насосов могут регулироваться изменениями и числа рабочих колес, и частоты вращения вала насоса, подрезкой рабочих колес и т. д. При уменьшении числа колес характеристика насоса изобразится кривой 2, а режим работы—точкой *e*. До требуемого режима с подрегулирование осуществляется задвижкой, с помощью которой устанавливается характеристика трубопровода, изображенная кривой II.

Регулирование работы насоса изменением частоты вращения позволяет свести к минимуму потери, исключает изменение характеристики сети, но связано с использованием более сложного регулируемого привода. При изменении частоты вращения получают конгруэнтные характеристики  $H=f(Q)$  которые можно построить по уравнениям подобия. Однако регулирование изменением частоты вращения вала насоса не находит распространения, так как при этом изменяется напор  $H$  насоса, а высота подъема воды на горных предприятиях в большинстве случаев постоянная.

Изменение индивидуальных характеристик многосекционных насосов подрезкой рабочих колес, т. е. уменьшением их внешнего диаметра  $D_2$  до  $D'_2$ , широко применялось на горных предприятиях, но в настоящее время используется редко.

Уменьшение диаметра колеса дает новый треугольник скоростей на выходе, подобный первоначальному, но с переносной скоростью  $u^2 < u_2$ . В новом треугольнике направления абсолютной и относительной скоростей сохраняются (приблизительно), а величины этих скоростей и окружной скорости уменьшаются

в соответствии с отношением диаметров  $D'_2/D_2$ . Параметры насосов  $Q'$ ,  $H'$  и  $N'$  с подрезанными рабочими колесами можно определить из выражений:

$$Q' = Q \left( \frac{D'_2}{D_2} \right)^3; H' = H \left( \frac{D'_2}{D_2} \right)^2; N' = N \left( \frac{D'_2}{D_2} \right)^5; \quad (6.14)$$

По этим формулам можно приближенно построить новые характеристики насоса. Для изменения режима работы насоса следует иметь несколько комплектов колес и заменять их. При уменьшении внешнего диаметра колеса, например, на 10 и 20% к. п. д. соответственно уменьшается на 1 и 4%.

## ЛЕКЦИЯ № 7

### ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

#### План:

1. Элементы центробежных насосов.
2. Одноступенчатые насосы.

**1. Элементы центробежных насосов.** Основные элементы центробежных насосов: рабочие колеса, вал, части корпуса, уплотнительные устройства, направляющие аппараты, разгрузочные устройства, подшипники. На рис. 7.1 показан простейший центробежный одноступенчатый консольный насос 2К-6. Он состоит из колеса 1, консольно закрепленного на валу 2, спирального корпуса 3 с всасывающим 4 и нагнетательным 5 патрубками, сальника 7 с крышкой 8, уплотнения 11, двух шарикоподшипников 10, закрепленных на кронштейне 9, и муфты 12. В корпусе 3 имеются отверстия с пробками для заливки и спуска воды. Вал и бронзовая втулка 6 подшипника скольжения смазываются водой, поступающей через канал от рабочего колеса к сальнику 7.

*Рабочие колеса* шахтных насосов бывают двух типов: закрытыми и полуоткрытыми без переднего диска. Колеса изготавливаются: для неагрессивной воды — литыми из чугуна; для кислотной воды — из хромоникелевой и хромистой стали, из хромистого или кремнистого чугуна, из кислотоупорной бронзы и пластмасс

Колеса полуоткрытого типа используются для транспортирования загрязненных и густых жидкостей. Наибольшее применение нашли колеса закрытого типа. Рабочие колеса выполняются с односторонним или двусторонним подводом жидкости.

Лопастей колес (рис. 7.2) с рациональными формами профилей имеют утолщенную округленную переднюю часть и тонкую заднюю кромку (а). Такая форма профиля лопасти благоприятна с точки зрения прочности, но при небольших размерах рабочего колеса утолщенные передние кромки рабочих лопастей значительно стесняют его входное сечение. Поэтому применяются и другие профили лопастей: одинаковой толщины (б) и с утолщенной средней частью (б).

Поскольку относительная скорость обтекания жидкостью поверхностей рабочего колеса велика, для уменьшения гидравлических потерь и повышения к. п. д. поверхности должны быть тщательно обработаны.

*Подводящие устройства* современных насосов выполняются в виде прямолинейного конического патрубка, кольцевого и спирального (часто называемого также полуспиральным) подводом. Конический патрубок (конфузор) удовлетворяет требованиям, предъявляемым к подводящим устройствам, но может быть использован только в одноступенчатых консольных насосах. Кольцевой подвод представляет собой канал постоянного сечения, который расположен по окружности входа в рабочее колесо. При такой конструкции равномерность поля скоростей нарушается из-за

образования вихревой зоны вокруг вала. Кольцевой подвод устраивается лишь в некоторых конструкциях насосов, имеющих разъем, перпендикулярный к валу. Спиральный подвод представляет собой канал переменного сечения по окружности входа в колесо/ Благодаря этому одна часть потока попадает в колесо, не обтекая вала, а другая часть плавно обтекает вал, равномерно распределяясь по окружности. Этот подвод в настоящее время применяется в большинстве конструкций многоступенчатых насосов.

*Отводящие устройства* насосов. В качестве таких устройств применяют спиральный отвод, направляющий аппарат и кольцевой отвод.

В многоступенчатых насосах с последовательным соединением колес необходимо осуществлять перевод жидкости от предыдущего колеса к последующему. Для этого в секционных насосах (типа ЦНС) служат направляющие аппараты, устанавливаемые между рабочими колесами.

Направляющие аппараты бывают двух типов: лопаточными и канальными. У лопаточных аппаратов каналы лопаток, расположенных с обеих сторон, образуют отводящие 1 и обратные 2 (подводящие к следующему колесу) каналы. Жидкость, поступающая из рабочего колеса в расположенную за ним радиальную решетку лопастей направляющего аппарата, снижает в 2—2,5 раза скорость. Далее поток жидкости, поворачиваясь в кольцевом канале 3 на 180°, поступает в обратную радиальную решетку, где обычно происходят окончательное раскручивание потока и дополнительное небольшое уменьшение скорости за счет диффузорного эффекта решетки.

Кольцевой отвод — канал постоянного сечения, расположенный по окружности выхода из рабочего колеса. Такие отводы используются в конструкциях насосов, предназначенных для перекачки загрязненных жидкостей, и в углесосах.

*Подшипники.* В центробежных насосах применяются подшипники скольжения с жидкостной смазкой либо качения с жидкой или густой смазкой. В некоторых конструкциях скважинных насосов применяют резиновые или пластмассовые подшипники скольжения с водяной смазкой.

*Уплотнения рабочего колеса* применяются для уменьшения перетоков воды из напорной полости во всасывающий патрубок, то снижает объемный к. п. д. Уплотнения выполняются всегда щелевыми, без трения между твердыми уплотняющими элементами (рис. 7.3). Простейшим является кольцевое уплотнение (рис. 7.3, а, б). Меньшие протечки дают лабиринтные уплотнения (рис. 7.3, в, г), но они сложнее. Стенки уплотнений подвержены довольно интенсивному износу. Увеличение зазоров происходит за счет возможной так называемой щелевой кавитации и быстрого движения жидкости и особенно, если в перекачиваемой жидкости содержится даже небольшое число абразивных частиц. С учетом этого уплотнения большей частью выполняют со съемными кольцами.

Следует отметить, что радиальный зазор  $L$  всегда делается значительно меньше осевого  $A_d$ , так как точность радиальных посадок более высокая, чем осевых размеров для установки колеса.

*Сальники* предназначаются для предотвращения утечек жидкости от насоса вдоль вала. Сальник не должен быть совершенно герметичным, так как

необходим пропуск жидкости через него для отвода тепла, появляющегося вследствие трения.

Давление в уплотняющей полости шахтных насосов выше атмосферного. Для этого применяются сальники с гидравлическим замком (см. рис. 7.1). Замок представляет собой полое кольцо, в которое от рабочего колеса под давлением поступает жидкость и исключает попадание воздуха в насос через сальник. У насосов для подачи гидросмеси применяются затворы с двух сторон и в них подается чистая вода от постороннего источника. Сальниковая набивка — хлопчатобумажные, пеньковые или льняные шнуры, пропитанные густым жиром, и др.

Для снижения интенсивности износа вала в месте прохода через сальник на вал насаживается защитная рубашка.

**2. Одноступенчатые насосы.** На горных предприятиях применяются одноступенчатые насосы горизонтальные и вертикальные со спиральными отводами. Они используются на участковом водоотливе, а также в качестве вспомогательных и специальных. Для подачи воды наиболее распространенными типами насосов являются консольные насосы типа К и насосы с колесами двустороннего всасывания (по ГОСТ 10272—77) типа Д (старый шифр НДв, НДс, НДн, Д).

Насосы типа Д — горизонтальные, с рабочим колесом двустороннего входа и с горизонтальным разъемом корпуса.

В нижней части корпуса горизонтально расположены всасывающий и нагнетательный патрубки, направленные в противоположные стороны под углом  $90^\circ$  к оси насоса. Такое расположение патрубков и горизонтальный разъем корпуса позволяют разбирать, осматривать и заменять рабочие органы, не снимая насос с фундамента и не демонтируя электродвигатель и трубопроводы.

Насосы типа Д обеспечивают подачу в пределах 90—1700 м<sup>3</sup>/ч при напоре, редко превышающем 100 м, и применяются для перекачки чистой воды.

## ЛЕКЦИЯ № 8

### МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ НАСОСЫ

#### **План:**

1. Номенклатура центробежных секционных насосов.
2. Конструкция секционных насосов.
3. Номенклатура и конструкция многоступенчатых спиральных насосов.
4. Вертикальные многоступенчатые насосы.

#### **Многоступенчатые горизонтальные насосы**

Из-за необходимости обеспечения значительного напора при откачке воды на шахтах и рудниках наибольшее распространение получили многоступенчатые центробежные насосы, которые применяются в установках главного водоотлива и в вспомогательных (участковых) установках. Многоступенчатые насосы подразделяются на две группы — секционные и спиральные. В первом случае насос состоит из однотипных секций, каждая из которых представляет собой отдельную ступень насоса. Секционные насосы отличаются сравнительно малыми габаритами и массой.

При необходимости (для регулирования напора) число секций в насосе относительно просто может быть изменено. Недостатки насосов: при ремонте необходимо отсоединение всасывающего и нагнетательного трубопроводов, трудности контроля зазоров при сборке и др.

Спиральные насосы имеют более усовершенствованную проточную часть, что обуславливает более высокий к. п. д. машин этого типа. Однако они громоздки из-за больших размеров перепускных каналов между ступенями.

На горных предприятиях принято при подаче до 300—450 м<sup>3</sup>/ч использовать горизонтальные секционные насосы, а при большей подаче—450—1500 м<sup>3</sup>/ч—спиральные насосы.

**1. Номенклатура центробежных секционных насосов.** Основными для главного и участкового шахтного водоотлива являются многоступенчатые центробежные секционные насосы, выпускаемые Ясногорским машиностроительным заводом, типов ЦНС и МС.

В соответствии с ГОСТ 10407—70, в обозначения типоразмеров насосов входят: начальные буквы — наименование насоса — ЦНС (центробежный насос секционный), цифры после букв — номинальная подача насоса (м<sup>3</sup>/ч), цифры после дефиса — напор в расчетном режиме в метрах (при минимальном и максимальном числе ступеней). Буква К после ЦНС означает, что насос предназначен для перекачки агрессивной среды (т. е. кислотоупорный). Например, ЦНС 300-120—600 — центробежный насос с номинальной подачей 300 м<sup>3</sup>/ч и напором от 120 до 600 м.

В обозначении насосов более ранней серии МС первая цифра - диаметр входного патрубка (мм), уменьшенный в 25 раз и округленный, МС — многоступенчатый, секционный, К — кислотоупорный, цифра после дефиса — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз и округленный.

Центробежные насосы выпускаются с частотой вращения 1450 и 2950 об/мин и удельной частотой вращения л, соответственно 60—70 и 90—100 об/мин.

Корпуса насосов состоят из отдельных секций, поэтому при постоянной подаче напор изменяется путем установки необходимого числа рабочих колес и направляющих аппаратов; при этом изменяются только длины вала, стяжных шпилек и обводной трубы.

На рис. 8.1 представлены области промышленного использования (рабочие зоны) основных шахтных насосов типа ЦНС.

**2. Конструкция секционных насосов.** Секционный центробежный насос (рис. 8.2) состоит из ротора с рабочими колесами 4 и секционного корпуса / с всасывающим 2 и нагнетательным 7 патрубками.

Навал 1 ротора насажены помимо рабочих колес 2 упорное кольцо 3, защитная рубашка 4, дистанционная втулка 5 и разгрузочный диск 6, стянутые на валу гайкой 7.

Корпус состоит из корпусных секций 8 с направляющими аппаратами 9 внутри них, всасывающей 10 и нагнетательной 11 крышек, стянутых шпильками 12. Стыки секций уплотняются резиновым шнуром.

Опорами ротора служат два радиальных роликоподшипника 13, установленных в кронштейнах 14 по скользящей посадке, допускающей перемещение ротора в осевом направлении и проворачивание наружного кольца подшипника.

Жидкость, поступающая через щель между дистанционной втулкой 5 и втулкой 15, давит на диск 6 с усилием, равным сумме УСИЛИЙ, действующих на ротор насоса, но направленных в противоположную сторону. Равенство этих усилий устанавливается автоматически. Жидкость из камеры по трубке разгрузки сливается в водосборник.

Сальник набивается пеньковой набивкой, плетеной и пропитанной антифрикционным составом. Засасывание воздуха через сальник предотвращается гидрозатвором. Для этого из первой ступени насоса через отверстие во всасывающей крышке 10 в полость гидрозатвора подается жидкость, образующая при работе насоса жидкостное кольцо, которое предотвращает подсос воздуха. При этом часть жидкости из полости гидрозатвора просачивается по рубашке 4 вала и охлаждает сальник, остальная жидкость через зазор между втулкой и рубашкой 4 поступает в полость всасывающей крышки и затем первое колесо. Для нормальной работы узла необходима такая затяжка сальника, чтобы через него вода просачивалась в количестве 0,5 л/мин. Чрезмерная затяжка сальника препятствует просачиванию воды через сальник и увеличивает потери на трение.

В некоторых конструкциях секционных насосов жидкость в гидрозатвор сальника подается из разгрузочного устройства насоса по обводной трубке.

Конструкция насосов типов ЦНС и ЦНСК отличается от рассмотренного, в основном, исполнением направляющих аппаратов, которые могут быть выполнены заодно с секциями корпусов и исполнениями узла уплотнения вала насоса с всасывающей стороны и узла разгрузки от осевой силы, конструкциями опор вала и корпусных деталей.

Основное отличие насосов типа ЦНСК от типа ЦНС заключается в материалах деталей, изготавливаемых из кислотоупорной стали или чугуна.

**3. Номенклатура и конструкция многоступенчатых спиральных насосов.** Спиральные насосы отличаются от секционных центробежных отсутствием направляющих аппаратов, замененных спиральными камерами в корпусе насоса, и симметричным расположением входных отверстий рабочих колес, позволяющим отказаться от гидравлических разгрузочных устройств. В некоторых конструкциях таких насосов первое рабочее колесо имеет двустороннее всасывание. Отличительными особенностями спиральных насосов являются наличие горизонтального разъема корпуса и четное число колес (колесо с двусторонним входом считается двойным) для уравнивания осевой силы. Спиральные многоступенчатые насосы большее распространение получили на рудниках, особенно в сложных горно-геологических условиях и с отрицательной высотой всасывания. Эти насосы имеют более пологие характеристики, больший срок службы и подвержены меньшим вибрациям, чем секционные. Однако спиральные насосы имеют большие габариты и массу.

В горной промышленности для водоотлива применяются насосы типа М, в частности спиральные насосы 5МД и 8МД Сумского завода и др. Эти насосы — горизонтальные, трех- и пяти-колесные.

Насос типа МД состоит из корпуса, включающего две части и 2 с разъемом в горизонтальной плоскости; рабочих колес 3, 4 и 5, установленных на валу б', перепускного канала 7 и соединительной муфты 8.

Жидкость через всасывающий патрубок 9 по спиральному подводу поступает в рабочее колесо 3, откуда по спиральному каналу 10, каналу 7 подается в камеру 11 и затем в рабочее колесо 4. Из рабочего колеса 4 жидкость по спиральному каналу 12 поступает в рабочее колесо 5, после которого попадает в спиральный канал 13 и в нагнетательный патрубок 14. Вал б уплотняется сальниковой набивкой 15, удерживаемой втулками 16. Осевое усилие уравнивается встречным расположением всасывающих отверстий рабочих колес, остаточное неуравновешенное усилие воспринимается шаровой пятой. Корпус и рабочие колеса изготавливаются из чугуна, вал — из стали.

**4. Вертикальные многоступенчатые насосы.** Вертикальные насосы служат для подачи воды из скважин и колодцев. На горных предприятиях эти насосы применяются в стационарных водоотливных установках (главных и участковых), в установках для предварительного осушения месторождений через скважины, а также в передвижных установках при проходке вертикальных стволов и откачке затопленных выработок.

Вертикальные многоступенчатые насосы изготавливаются двух типов — непогружные и погружные.

*Непогружные вертикальные насосы* характеризуются тем, что их электродвигатель не погружается в воду и устанавливается выше уровня воды, в воду погружается только насос. Погружные вертикальные насосы погружаются в воду вместе с электродвигателем.

К непогружным вертикальным насосам относятся подвесные проходческие насосы, предназначенные для водоотлива при проходке стволов



шахт (типов ППН и ВП), и артезианские насосы для дренажа, водопонижения (на горных предприятиях) и водоснабжения забором воды из скважин.

Непогружные артезианские насосы изготавливаются типов АТН, А и НА с длиной вала до 100 м и подачей от 30 до 1200 м<sup>3</sup>/ч при минимальных диаметрах скважин от 200 до 600 мм. Насос располагается в скважине, заполненной водой, а электродвигатель — на поверхности. Рабочие колеса 2 насоса подвешиваются к длинному приводному валу 1, помещенному внутри колонны нагнетательных труб. Вал собирается из отрезков круглой стали длиной 2,5—3,5 м, соединяемых посредством муфт, и вращается в резиновых подшипниках 7, помещенных в крестообразных кронштейнах, которые монтируются внутри трубопровода между стыками. Рабочие колеса центробежные закрытого типа. Поскольку диаметр колес ограничивается диаметром скважины, то развиваемый каждым колесом напор невелик и приходится увеличивать число колес, особенно при небольших диаметрах скважин. Так, у насоса АТН-8-1-22, имеющего максимальный диаметр 188 мм, число колес 22.

Основным недостатком таких насосов является наличие приводного вала в колонне нагнетательных труб, который ограничивает глубину откачки и увеличивает массу установки и сопротивление в трубах, а также усложняет монтаж и эксплуатацию насоса. Поэтому в настоящее время все большее распространение находят скважинные насосы с погружным электродвигателем, опускаемым в скважину вместе с насосом и нагнетательным трубопроводом.

Современные погружные *многоступенчатые вертикальные насосы* снабжаются погружными электродвигателями, в которых вода заполняет все внутренние полости и используется для охлаждения обмотки и смазки его подшипников. Электродвигатель имеет влагостойкую изоляцию обмоток и располагается ниже насоса. В этих насосах широко используются неметаллические материалы, заменяющие сталь и чугун: полипропилен, полиамид, ударопрочный полистирол, износостойкая резина и др.

Насосы подвешиваются в скважинах на воздухогазопроводных трубах, соединенных между собой конической резьбой.

Основным типом погружных насосов являются центробежные насосы типа ЭЦВ (электрический центробежный для воды). Они обеспечивают подачу от 4 до 375 м<sup>3</sup>/ч и максимальный напор до 540 м.

**5. Специальные насосы.** К специальным насосам относятся насосы для транспортирования смеси твердого материала и воды — углесосы и шламовые насосы, предназначенные для гидроподъема угля из шахт при гидравлическом способе его добычи, транспортирования гидравлической закладки выработанного пространства, откачки неосветленных шахтных вод» очистки зумпфов и водосборников от шлама, транспортирования гидросмесей на обогатительных фабриках т. п.

- *Углесосы* позволяют транспортировать угольную гидросмесь при отношении твердых материалов крупностью до 100 мм к жидкому по массе не более 1 : 5.

Основные типы углесосов 10У4, 12У10, 14У7 и 12УВ6 (первая цифра — диаметр всасывающего патрубка, мм, уменьшенный в 25 раз; буква У —

углесос; буква В — высоконапорный; последняя цифра — коэффициент удельной быстроходности, уменьшенный в 10 раз и округленный). Углесос 12УВ6 представляет собой двухступенчатый спиральный насос с горизонтальным разъемом: остальные типы углесосов — одноступенчатые насосы, характеризующиеся рядом конструктивных особенностей, связанных с транспортированием частиц и кусков угля. В частности, их рабочие колеса выполнены с широкими проходными каналами и минимальным числом рабочих лопаток.

Центробежные *шламовые насосы* представляют собой одноступенчатые насосы консольного типа с закрытыми (6Ш8 и 8Ш8) и открытыми рабочими колесами (ВШН-150, ШН-200-1, ШН-150-1).

Насосы типа ШН перекачивают шламовые воды с содержанием твердых частиц до 50% при максимальном диаметре этих частиц до 20 мм.

Углесосы и шламовые насосы имеют проточную часть, элементы которой изготавливаются из материалов, особо устойчивых к гидроабразивному износу; в их конструкциях предусматриваются сменные детали; частота вращения рабочего колеса обычно принимается ниже, чем у насосов для воды, и т. п. К. п. д. специальных насосов ниже и составляет для углесосов 0,53—0,68.

## ЛЕКЦИЯ № 9

### ОБОРУДОВАНИЕ И АППАРАТУРА ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

#### План:

1. Требования к водоотливным стационарным установкам
2. Трубопроводы водоотливных установок.
3. Технологическая аппаратура контроля и управления водоотливными установками
4. Электропривод и аппаратура автоматизации водоотливных установок.

#### **1. Требования к водоотливным стационарным установкам.**

Водоотливная стационарная установка состоит из насосов трубопроводов, электропривода и аппаратуры автоматизации. Стационарные водоотливные установки должны обеспечивать минимум капитальных и эксплуатационных затрат на откачку воды. Для этого насосные установки должны иметь высокий к.п.д., широкие области эксплуатационных режимов и в течение всего срока эксплуатации их режимы должны не выходить из этих областей, что достигается правильным подбором оборудования, контролем за подачей и напором насосов, а также своевременным их осмотром и ремонтом.

Насосы должны иметь минимальные габариты, а их монтаж, разборка и обслуживание — быть простыми.

Подача рабочих насосов водоотливной установки должна обеспечивать откачку суточного притока не более чем за 16 ч.

Число насосов стационарных установок при притоке воды более 50 м<sup>3</sup>/ч должно быть не менее трех, из которых один рабочий, второй резервный и третий подменный.

Центральная и главная водоотливные установки должны иметь не менее двух нагнетательных трубопроводных ставов — рабочий и резервный. Для установок с четырьмя насосами, из которых два постоянно действующих, а также при откачке кислотных вод должно предусматриваться три нагнетательных трубопровода. Число напорных ставов на рудниках определяется также из условия скорости течения воды в трубах, которая не должна превышать 2,5 м/с при одном отключенном напорном трубопроводе.

Для контроля за режимами работы главные и участковые водоотливные установки должны быть снабжены манометром и контрольным расходомером.

Современные водоотливные установки должны снабжаться средствами автоматизации и работать без постоянного присутствия людей.

**2. Трубопроводы водоотливных установок.** Трубопроводы должны обладать достаточной прочностью деталей и высоким качеством уплотнений для обеспечения надежной работы водоотливных установок и безопасного их обслуживания; антикоррозионной стойкостью; минимальными весом и металлоемкостью; доступностью для осмотра, ремонта и замены элементов.

Капитальные и эксплуатационные расходы на трубопроводы должны быть минимальными.

Внешняя сеть трубопроводов (рис. 9.1) водоотливных установок состоит из всасывающих трубопроводов, насосов и магистральных трубопроводов, по которым вода откачивается на поверхность. Схемой трубопроводов должна предусматриваться возможность подключения каждого из насосов на любой из двух или трех магистральных нагнетательных трубопроводов.

Водоотливные установки в зависимости от подачи оборудуются трубопроводами диаметром от 100 до 600 мм при откачке воды под давлением 1—10 МПа. Для трубопровода используются стандартные стальные трубы и реже чугунные (при давлении воды до 1 МПа), соединяемые между собой подвижными или неподвижными фланцами, иногда электросваркой. В качестве прокладок при соединении труб применяется резина или прорезиненный материал; при высоких напорах используются прокладки из свинца или красной меди.

Трубопровод оборудуется арматурой (рис. 9.2), в состав которой входят приемный клапан с сеткой (на всасывающем трубопроводе), обратный клапан, запорная задвижка с ручным или гидравлическим приводом, температурный сальниковый компенсатор, опорные трубы, опорные и обычные колена, переходные тройники и др.

Для перекачки кислотных вод могут применяться трубопроводы и арматура из хромоникелевой стали или из более дешевого материала — серого чугуна или углеродистой стали, футерованные изнутри резиной, деревом (ель, пихта) и другими материалами.

Нагнетательный вертикальный трубопровод при длине менее 200 м устанавливается на металлическое опорное колено, которым воспринимается вес става. При большей длине вес нагнетательного трубопровода распределяется на несколько промежуточных опор. При этом трубопровод делят на участки длиной 150—250 м.

На нижнем конце каждого участка устанавливается промежуточная опора, а на верхнем — компенсатор, обеспечивающий, помимо распределения веса става на опоры, компенсацию температурных удлинений, предотвращение дополнительных напряжений в трубопроводе при деформациях крепи, а также облегчение монтажа и ремонта трубопровода.

От горизонтальных смещений трубопровод удерживается хомутами, которые устанавливаются через 25—35 м и крепятся к расстрелам ствола или специальным балкам.

Согласно правилам технической эксплуатации угольных шахт, напорные трубопроводы перед сдачей в эксплуатацию подвергаются гидравлическому испытанию на давление, составляющее 1,25 рабочего.

При работе водоотливных установок в переходных режимах, пример при пуске насоса или его внезапном останове (например, при отключении электроэнергии), может происходить гидравлический удар.

Н.Е. Жуковский показал, что при мгновенном закрывании задвижки максимальное повышение давления

$$p = \rho c v_0, \quad (9.1)$$

где  $c$  — скорость распространения ударной волны, м/с;  $v_0$  — скорость в трубопроводе до момента закрывания задвижки, м/с.

Водоотливные установки имеют большую длину трубопроводов и обладают значительной инерционностью, поэтому значения прироста давления при гидравлическом ударе ниже определяемых по формуле (9.1). Теоретически давление при гидравлических ударах в водоотливных установках не превышает  $1,5 p_{ст}$ . Мерами защиты от гидравлических ударов является установка: сбросного клапана, второго обратного клапана в средней части нагнетательного трубопровода, специальных гасителей ударов и др.

Правилами технической эксплуатации угольных и сланцевых шахт регламентируется обязательное применение предохранительных средств для уменьшения гидравлического удара на водоотливных установках, откачивающих воду на высоту более 400 м.

**3. Технологическая аппаратура контроля и управления водоотливными установками.** При контроле и управлении водоотливными установками необходимо измерять уровень воды в водосборнике, подачу, напор (давление), температуру подшипников насоса и электродвигателя (рис. 9.3). Для измерения этих параметров служат датчики, которые объединены с реле, срабатывающими при определенных заданных значениях параметров.

*Датчики уровня* применяются в системах автоматизации водоотливных установок для автоматизации их работы в функции уровня воды в водосборнике. Различают два типа датчиков — поплавковые и электродные. Наибольшее распространение получили электродные датчики уровня типа ЭД, построенные на принципе проводимости рудничными водами электрического тока и их диэлектрических свойств.

При эксплуатации электродные датчики подвешиваются на кабеле в водосборнике на отметках, соответствующих контролируемым уровням воды.

*Реле подачи насоса* осуществляет, наряду с контролем подачи насоса, его гидравлическую защиту. Гидравлической защитой принято называть блокировку от включения незаполненного насоса и отключение работающего насоса при потере им подачи. Реле устанавливается на горизонтальном участке всасывающего трубопровода.

*Реле давления* применяются для контроля заливки насосов, уровня воды в водосборниках заглубленных насосных камер и других целей. В реле давления используются различные чувствительные элементы: уплотненный и неуплотненный поршни, сильфон и обычная плоская мембрана.

**4. Электропривод и аппаратура автоматизации водоотливных установок.** *Электропривод насосов.* В качестве электропривода насосов водоотливных установок в основном применяют асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором и реже асинхронные электродвигатели с фазным ротором. Для насосов типа ЦНС применяются электродвигатели с короткозамкнутым ротором в нормальном исполнении единой серии А и АО.

Для водоотливных установок, работающих во взрывоопасных условиях, используют электродвигатели серий МА, КО и ВАО на напряжение 380/660 В и электродвигатели повышенной надежности и продуваемые под избыточным

давлением серий А, АО, АП, АЗП, взрывонепроницаемые двигатели серии ВАО мощностью до 1600 кВт (частота вращения 1500 об/мин) и серии «Украина» (частота вращения 3000 об/мин) мощностью до 630 кВт на напряжение 6000 В.

*Комплектная аппаратура автоматизации установок.* Для автоматизации стационарных водоотливных установок конотопским заводом «Красный металлист» выпускается автоматизированная аппаратура управления АВ-5 и АВ-7 — для участкового водоотлива, АВО-3 — для одиночного водоотлива, АВН-1М — для водоотливных установок с низковольтными двигателями, УАВ — для главных водоотливов с низковольтными и высоковольтными двигателями, ВАВ — для главных водоотливов шахт, опасных по газу или пыли. Наиболее совершенной является аппаратура УАВ и ВАВ.

*Унифицированная аппаратура автоматизации типа УАВ* предназначена для автоматического управления шахтными водоотливными установками с числом насосных агрегатов до 16 с асинхронными низковольтными и высоковольтными электродвигателями с короткозамкнутым ротором. Схема аппаратуры собрана из многоконтактных реле в сочетании с полупроводниковыми элементами.

*Взрывобезопасная аппаратура типа ВАВ* предназначена для автоматического управления водоотливными установками с числом насосных агрегатов до девяти с высоковольтными и низковольтными электродвигателями на шахтах, разрабатывающих пласты,

Опасные или угрожаемые по внезапным выбросам угля и газа. Автоматическое управление насосными агрегатами осуществляется по уровню воды в водосборнике. В зависимости от заданной программы насосные агрегаты включаются при верхнем, повышенном и аварийном уровнях. При отключении неисправного насосного агрегата, работающего в автоматическом режиме, включается резервный. Насосы могут работать с управляемыми задвижками и без них.

*Унифицированный комплект автоматизации типа КАВ* предназначен для автоматического управления водоотливными установками в исполнении РВ и РН соответственно с числом насосов до 10 и 16.

Универсальность комплекта позволяет заменить им все выпускаемые в настоящее время комплекты аппаратуры автоматизации шахтных водоотливных установок.

Расширение функциональных возможностей и большая гибкость структуры комплекта, позволяющая автоматизировать практически любую технологическую схему шахтного водоотлива, достигаются программной перестройкой алгоритма обработки информации и агрегатным построением технических средств комплекта.

## ЛЕКЦИЯ № 10

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ И УСТАНОВКА ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

### План:

1. Испытания насосов водоотливных установок
2. Обслуживание водоотливных установок.
3. Методика проектирования водоотливной установки.

**1. Испытания насосов водоотливных установок.** На горных предприятиях характеристик и сравнение их с заводскими для установления технического состояния насосов. Испытания насосов производят после монтажа водоотливных установок, а также после каждого капитального ремонта.

При этом замеряются напор, подача и потребляемая мощность в диапазоне режимов работы, перекрывающем рабочую область.

Для измерения подачи используются трубка Вентури и диафрагма с дифференциальным манометром.

**2. Обслуживание водоотливных установок.** Для нормальной эксплуатации водоотливных установок необходимо выполнять ряд требований: воздух не должен проникать в насос; приемный клапан всасывающего трубопровода необходимо располагать ниже уровня жидкости не менее чем на 2,5 м расстояние между сеткой приемного клапана и дном колодца должно быть не менее 0,5 м, а от стенок колодца до приемного клапана с сеткой не менее 0,3 м; живое сечение сетки приемного клапана должно в 4—5 раз превышать сечение трубопровода; диаметр всасывающего трубопровода не должен быть меньше диаметра всасывающего патрубка; при длине всасывающей линии более 10 м внутренний диаметр трубопровода должен быть больше диаметра входного патрубка насоса и подсоединяться к нему через конфузор: напорные трубопроводы должны иметь самостоятельные опоры и не передавать усилия на насос; работа насосов должна организовываться так, чтобы все насосы находились в работе, чередуясь в определенном порядке; перед пуском насос и всасывающий трубопровод должны быть залиты водой вплоть до нагнетательного патрубка. В связи с этим у современных автоматизированных водоотливных установок насосы и всасывающие трубопроводы заполняются водой непосредственно перед пуском, либо постоянно заполнены водой, либо работают с подпором, создаваемым бустерными (вспомогательными) насосами.

Заливка насосов может осуществляться (рис. 10.2) из бака аккумулятора (а), непосредственно из нагнетательного трубопровода (б), вспомогательным насосом (б), с помощью вакуум-насоса (г) и подпорным (бустерным) насосом (д).

С ростом разрежения во всасывающем трубопроводе 2 последний и бак-аккумулятор 1 заполняются водой и начинается нормальная работа насоса.

Заливка насоса из нагнетательного трубопровода (рис. 10.2, б) осуществляется по трубе, установленной в обход главной задвижки 1 и обратного клапана 2. При заливке задвижка 3 трубы открывается.

При заливке вспомогательным насосом 4 (рис. 10.2, е) открывают задвижку 5 для выпуска воздуха. При использовании вакуум-насоса для заливки (рис. 15.2, з) нагнетательный трубопровод перекрывают задвижкой и вакуум-насосом 6 отсасывают воздух из насоса и всасывающего трубопровода.

Заливка бустерным насосом 7 (рис. 10.2, д) осуществляется при открытой задвижке на напорном трубопроводе. Вода поступает из водосборника.

При ручном управлении насосами их заливка может осуществляться вручную.

С точки зрения простоты автоматизации заливки и надежности работы насосов лучшей является гидравлическая схема водоотливных установок с постоянным заполнением насосов водой. Такая схема может иметь место для центробежных насосов с горизонтальной осью при размещении насосной камеры ниже

Уровня воды в водосборнике и при использовании вертикальных центробежных насосов с погружением первого рабочего колеса

Пуск насосов рекомендуется производить при закрытой задвижке нагнетательного трубопровода. При этом обеспечивается плавное повышение скорости движения воды в нагнетательном трубопроводе, исключающее возникновение гидравлического удара в трубопроводах высокого давления и большие перегрузки электродвигателя. При пуске с открытой задвижкой возможен перегрев электродвигателя и выход его из строя. Поэтому такой пуск применяется только для установок малой подачи. Его преимуществами являются сравнительная простота схемы автоматизации и быстрый запуск водоотливной установки в работу.

Остановку центробежных насосов осуществляют, закрывая сначала задвижку на напорном трубопроводе, затем кран у вакуумметра, и после этого выключая электродвигатель. Показателями нормальной работы насоса является количество вытекающей из сливной трубки воды, которое должно составлять 3—6% номинальной подачи насоса, и ее подогрев, который не должен превышать 2 °С. Свидетельством нормальной затяжки сальников является вытекание небольшого (до 0,5 л/мин) количества воды из сальникового устройства. При сильной затяжке сальников происходят их нагрев, дополнительный расход электроэнергии, а также повышенный износ элементов сальника.

Уход за насосами сводится к наблюдению за их работой, контролю режимов работы по приборам, своевременной смазке, проверке и регулировке разгрузочного устройства, подтяжке и замене сальников, очистке сетки всасывающего устройства от посторонних предметов.

Трубопровод и водосборники необходимо периодически очищать от осадков. Для очистки труб спускают воду из става и промывают сверху струей нейтральной воды под давлением. Трубы могут очищаться также с помощью пустотелых шаров-ежей или других специальных снарядов, перемещающихся



под действием движущейся воды. Применяются также шарошки, перемещающиеся в трубопроводе с помощью лебедки и каната.

На главных водоотливных установках должен вестись журнал учета работы насосов. Периодичность и объем профилактических ремонтов устанавливаются в соответствии с заводскими инструкциями.

**3. Методика проектирования водоотливной установки.** Для расчета водоотливной установки необходимы следующие исходные данные: величина нормального  $Q_{п.н}$  и максимального  $Q$  притоков воды; полная геометрическая высота подачи  $г.$ ; физико-химическая характеристика воды, необходимая для правильного выбора оборудования и категория шахты по газу или пыли (для угольных шахт),

При расчете установки производится расчет трубопровода, выбираются насос и электродвигатель, составляется схема трубопровода и графически определяется режим работы насоса.

*Расчет трубопровода.* При расчете трубопровода устанавливаются внутренний диаметр и толщина труб, а также величина потерь напора в трубопроводе.

Внутренний диаметр нагнетательного трубопровода определяется по

$$d_g = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_1 3600}}$$

где  $Q$  — расход воды через трубопровод,  $м^3 / с$ ;  $v_T$  — скорость воды в трубопроводе,  $м/с$ .

Исходя из опыта, обычно принимают в нагнетательном трубопроводе и,  $v_T = 2 \div 2,5$   $м/с$ , во всасывающем  $v_T = 0,9 \div 1,2$   $м/с$ .

В соответствии с полученным значением  $d_b$  выбирают трубы нагнетательного трубопровода.

Диаметр подводящего трубопровода обычно принимают на 25—50 мм больше напорного.

Толщина стенок выбирается в зависимости от давления воды в трубопроводе, определяемого по формуле

$$p_{max} = (0,011 \div 0,0115) z_T$$

Где  $P_{max}$  — давление воды в трубопроводе, МПа;

$z_T$  — геометрическая высота нагнетания, м. Потери напора в трубопроводе от сопротивлений на прямом участке составляют

$$H_n = \xi \frac{l}{d_n} \frac{v_T^2}{2g} \quad (10.2)$$

Где  $\xi$  — коэффициент сопротивления, зависящий от шероховатости внутренней поверхности труб;  $l$  — длина прямых участков трубопровода одинакового диаметра, м.

Значение коэффициента для труб, бывших некоторое время в эксплуатации, может быть определено по формуле Ф. А. Шевелева

$$\xi = \frac{0,021}{d_g^{0,3}} \quad (10.3)$$

Для шахтных условий можно принимать  $\xi \approx 0,03$ .

Потери напора в приемном клапане и сетке с, задвижке Нз, обратном клапане Н<sub>о.к</sub> тройнике Н<sub>т</sub> и в конусных переходах Н<sub>к.п</sub> определяются по формуле

$$H = \xi \frac{v_{\tau}^2}{2g} \quad (10.4)$$

Потери напора в круглом колене определяются из выражения

$$H_k = \xi \frac{\alpha_k v_{\tau}^2}{90 \cdot 2g} \quad (10.5)$$

где  $\alpha_k$  — угол загиба колена.

Коэффициент сопротивления в приемном клапане и сетке принимается при диаметре всасывающего трубопровода 0,3 м в тройнике равным  $\xi_{к.с} = 3,7$  при диаметре 0,5 м  $\xi_{к.с} = 2,51$ ; в тройнике  $\xi_{\tau} = 2$ ; в задвижке при открывании ее на четверть  $\xi_3 = 17$ , при открывании наполовину  $\xi_3 = 2,06$ , при открывании на три четверти  $\xi_3 = 0,26$ ; в обратном клапане при угле открывания 30—40°  $\xi_3 = 30 \div 14$  и при угле открывания 50—60°  $\xi_3 = 6,6-3,2$ ; в колене при отношении радиуса трубы к радиусу загиба 0,5  $\xi_k = 0,294$ , при 0,7  $\xi_k = 0,661$ , при 1,0  $\xi_k = 1,978$ ; в конусных переходах при переходе на трубы большего диаметра  $\xi_n = 1,0$ ; при обратном переходе и угле конусности 10—15°  $\xi_n = 0,5$ , при угле конусности 20—30°  $\xi_n = 0,6-0,7$ .

Манометрический напор Н<sub>м</sub> (напор на нагнетание) определяется по формуле

$$H_M = z_r = + \sum H \quad (10.6)$$

где  $z_r$  — геодезическая высота подачи, м;  $\sum H$  — общие потери в нагнетательном трубопроводе, м.

При ориентировочных расчетах  $\sum H$  можно принимать 10—12% от 2г. Из-за уменьшения сечения труб в процессе эксплуатации за счет отложения осадков на их внутренней поверхности значение манометрического напора, определяемого по формуле (10.6), должно быть увеличено на 5—8%.

*Выбор насосов.* При выборе насосов исходят из того, что нормальный суточный приток должен быть откачан одним насосом не более чем за 16 ч. Отсюда минимальная подача насоса

$$Q_{\min} = \frac{24Q_{н.н}}{16} \quad (10.7)$$

Напор насоса Н должен быть равен или больше манометрического  $H \geq H_M$ . Значения  $Q_{\min}$  и Н наносят на график областей промышленного

использования и определяют тип насоса. Если требуемый режим ( $Q_{\min}$  и  $H$ ) может быть обеспечен несколькими насосами, то окончательный выбор насос производится на основе технико-экономического сравнения вариантов.

Если напор достаточен, а подача мала, рассматривают возможность параллельной работы насосов.

По характеристике выбранного насоса определяют подачу напор в оптимальном режиме (т.е. при  $\eta_{\max}$ ) и напор при закрытой задвижке  $H_0$ .

В случае использования центробежных секционных насосов эти параметры определяются на одно рабочее колесо. Число рабочих колес устанавливается по выражению

$$z = \frac{H}{H_k} \quad (10.8)$$

с округлением до ближайшего большего числа. Выбранный насос проверяется на устойчивость по выражению

$$z_r = H_r \leq 0,95 H_0 \quad (10.9)$$

Для секционных насосов  $H_0 = z H_{0,k}$  где  $H_{0,k}$  — напор при закрытой задвижке на одно рабочее колесо.

Если условие (10.9) не соблюдается, то необходимо увеличить число рабочих колес или выбрать другой насос.

## ЛЕКЦИЯ № 11

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

#### План:

1. Назначение и классификация.
2. Особенности работы вентиляторных установок.
3. Характеристики и области промышленного использования вентиляторов

**1. Назначение и классификация.** Вентиляторные установки предназначены для непрерывного проветривания горных выработок шахт и рудников и создания в них нормальных атмосферных условий. По назначению они делятся на главные вентиляторные установки, вспомогательные и местного проветривания.

Главные вентиляторные установки служат для проветривания всех действующих выработок шахты или рудника, за исключением глухих (тупиковых) забоев. Они размещаются на поверхности у устьев герметически закрытых стволов или штолен в центре шахтного поля при центральной схеме проветривания и на его флангах при диагональной схеме и пропускают весь воздух, проходящий по шахте (руднику) или ее крылу.

Вентиляторная установка включает вентилятор (вентиляторы) и подсоединенные к нему электродвигатели, входные и выходные устройства (подводящие каналы, диффузор, выходную часть и вспомогательные устройства для переключения и реверсирования воздушной струи), а также

пускорегулирующую и контролирующую аппаратуру и звукопоглощающие устройства.

Под вентилятором понимается агрегат, состоящий из корпуса, ротора, направляющих и спрямляющих аппаратов, с присоединенными к нему коллектором и входной коробкой.

Вспомогательные вентиляторные установки предназначены для проветривания стволов и капитальных выработок при их проходке, камер и выработок околоствольного двора при эксплуатации шахт и рудников, а также отдельных их участков. Они располагаются на поверхности вблизи ствола или шурфа.

Вентиляторные установки местного проветривания состоят из вентиляторов с приводами, вентиляционных воздуховодов, пусковой аппаратуры и аппаратуры контроля и автоматизации. Они снабжаются одним и реже двумя вентиляторами.

В соответствии с назначением вентиляторы также подразделяют на вентиляторы главные, вспомогательные и местного проветривания. Эти группы вентиляторов существенно отличаются своими параметрами, а вентиляторы местного проветривания — и конструкцией.

Вентиляторы, применяемые в горной промышленности, представляют собой турбомашину, которые по принципу действия делятся на две большие группы — осевые и центробежные вентиляторы.

По числу ступеней вентиляторы выполняются одноступенчатыми (центробежные) и многоступенчатыми (осевые).

В зависимости от расположения вала вентиляторы бывают горизонтальными и вертикальными.

*Сравнительная оценка осевых и центробежных вентиляторов.* Оба типа вентиляторов имеют свои преимущества и недостатки.

По сравнению с центробежными осевые вентиляторы позволяют более просто реверсировать воздушную струю (без обводных каналов) и имеют большие возможности регулирования режимов работы (поворотом лопаток направляющего аппарата и рабочих колес). Они обладают меньшими габаритами и массой при значительных производительностях, а также более высоким внутренним к. п. д. Их удобнее включать на последовательную работу.

В то же время осевые вентиляторы имеют следующие недостатки:

форма их характеристик — седлообразная, что создает предпосылки для неустойчивой работы вентиляторов, особенно при параллельной работе; сильный шум при работе со скоростями 90—95 м/с и более; подшипники ротора недоступны для осмотра, что ведет к снижению надежности вентиляторов; большая чувствительность к точности балансировки ротора.

У центробежных вентиляторов отсутствуют эти недостатки. Окружные скорости их рабочих колес достигают 120—125 м/с.

Они обладают по сравнению с осевыми большими напорами. Однако глубина экономичного регулирования у центробежных вентиляторов меньше, чем у осевых. При больших подачах и малых напорах получается низкая

частота вращения их рабочих колес и требуется установка редуктора между вентилятором и двигателем.

Серийно выпускаемые осевые и центробежные вентиляторы примерно равноценны по экономичности.

**2. Особенности работы вентиляторных установок.** Вентиляторные установки главного проветривания работают по всасывающей, нагнетательной и комбинированной схемам вентиляции горного предприятия. Вентиляторные установки местного проветривания осуществляют нагнетательную вентиляцию.

Работа вентиляторной установки на всасывание (рис. 11.1) отличается от работы на нагнетание тем, что отработанный в шахте воздух выбрасывается вентилятором обычно через диффузор в атмосферу. При этом кинетическая энергия потока воздуха теряется.

При работе на всасывание рабочий режим вентилятора определяют по характеристике статического давления, а динамическое давление, теряемое на выходе, относят к потерям не сети, а вентиляторной установки. Поскольку подавляющее большинство вентиляторных установок главного проветривания работает на всасывание, то для вентиляторов, кроме вентиляторов местного проветривания, в технических характеристиках приводится статическое давление. При закручивании потока в обратную сторону скорость имеет знак «плюс» и давление возрастает.

Глубина регулирования с помощью направляющего аппарата у центробежных вентиляторов меньше, чем у осевых вентиляторов.

*Регулирование поворотом лопаток* осуществляется в осевых вентиляторах и поворотом некоторых частей лопаток рабочего колеса в центробежных вентиляторах. Этот способ особенно целесообразен для случаев, когда основным регулируемым параметром является давление за вентилятором. При изменении угла установки лопаток осевого рабочего колеса изменяется угол атаки  $\beta$ , что приводит к изменению циркуляции  $\Gamma$  вокруг лопатки. С увеличением угла атаки циркуляция рабочего колеса и давление вентилятора растут.

Регулирование шахтных вентиляторов может вестись с использованием одновременно двух-трех способов, например изменением положения лопаток направляющего аппарата и частоты вращения рабочего колеса.

Выбор того или иного способа регулирования вентиляторов должен решаться с учетом наибольшей его экономичности, простоты и удобства обслуживания.

### **3. Характеристики и области промышленного использования вентиляторов**

*Индивидуальные характеристики вентиляторов.* Аэродинамическое качество вентиляторных установок и вентиляторов характеризуется следующими основными параметрами: производительностью  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), статическим давлением  $p_{\text{ст}}$  при работе вентилятора на всасывание или полным давлением  $p$  при работе на нагнетание (Па), мощностью на валу вентилятора  $N$  (кВт) и его статическим  $\eta_{\text{ст}}$  или полным к. п. д.  $\eta$ .

Современные вентиляторы снабжаются средствами регулирования режимов их работы. В связи с этим заводская характеристика вентиляторов представляет собой семейство индивидуальных характеристик, построенных при разных углах установки лопаток направляющих аппаратов, лопаток рабочих колес и спрямляющих аппаратов (осевые вентиляторы) и при разных частотах вращения приводного электродвигателя (центробежные вентиляторы).

*Области промышленного использования вентиляторов.* Индивидуальные характеристики образуют поле рабочих режимов вентилятора. Область промышленного использования поля режимов работы ограничивается условиями экономичной и устойчивой работы вентилятора. Принято считать, что шахтная вентиляторная установка главного проветривания работает экономично, если ее к.п.д. не ниже 0,6, а вентиляторная установка местного проветривания — при минимальном значении к.п.д. 0,5. Для установок с центробежными вентиляторами, имеющими устойчивые характеристики, это условие единственное, и область промышленного использования установок ограничивается кривой, проведенной через точки индивидуальных характеристик  $p = f(Q)$  при  $\eta_{y.ст} = 0,6$ . Сверху область экономичной работы современных центробежных вентиляторов, регулируемых с помощью направляющих аппаратов, ограничивается индивидуальной аэродинамической характеристикой при положении лопаток направляющего аппарата «Открыты» ( $0^\circ$ ) или при установке их на отрицательный угол  $\theta_{р.к}$  (не более  $-25^\circ$ ).

Для установок с центробежными вентиляторами, регулируемые изменением частоты вращения, эти области сверху и снизу ограничиваются характеристиками при положении лопаток направляющего аппарата «Открыты» ( $0^\circ$ ) и соответственно при максимальной и минимальной частоте вращения приводного электродвигателя, а справа и слева — кривыми режимов с однозначной величиной к. п. д., равной 0,6.

Для установок с осевыми вентиляторами область экономичной работы справа и слева ограничивается аэродинамическими характеристиками соответственно при максимальном ( $45^\circ$ ) и минимальном ( $15^\circ$ ) углах  $\theta_{р.к}$  установки лопаток рабочих колес.

Сверху эта область ограничена кривой, полученной из условия обеспечения при реверсировании вентилятора не менее чем 60% производительности при его нормальной работе и 20%-ном запасе сопротивления шахтной сети по отношению к границе однозначной работы. Снизу зона экономичной работы ограничена кривой вентиляционных режимов с величиной к. п. д., равной 0,6. Для установок с осевыми вентиляторами, имеющими индивидуальные характеристики с впадинами и разрывами, граница слева области промышленного использования определяется исходя из условия обеспечения устойчивой и однозначной работы вентиляторной установки при нормальном направлении воздушного потока и его реверсировании (левая граница). Принимается, что давление, развиваемое вентилятором, не должно превышать 90% максимально возможного давления вентилятора.

Наиболее, широкую область экономичной работы, а следовательно, наибольшую глубину регулирования имеют центробежные вентиляторы,

регулируемые изменениями частоты вращения  $n$  ротора вентилятора и угла установки  $\Theta_{\text{закр}}$  закрылков рабочего колеса, и осевые вентиляторы, регулируемые изменением угла установки лопаток  $\Theta_{\text{р.к}}$  рабочего колеса. Область экономичной работы при регулировании изменением частоты вращения увеличивается почти в 2 раза по сравнению с регулированием остальными способами. Особенно важным в этом случае является то, что увеличение происходит за счет зоны с малыми производительностями и депрессиями. Расширение зоны экономичной работы позволяет с большей вероятностью обеспечить экономичность вентиляторной установки.

Определение экономичных рабочих режимов вентиляторной установки производится по области промышленного использования и характеристике сети (кривая 1), которые представляются графически и совмещаются на одном рисунке (рис. 11.3). Отрезок  $ab$ , лежащий в пределах области промышленного использования, определяет не один, а множество режимов в зависимости от выбранного значения параметра регулирования. В приведенном примере области промышленного использования вентилятора ВЦД-47 регулируемым параметром является частота вращения рабочего колеса. Следовательно, экономичный режим работы вентилятора будет определяться выбранной частотой вращения ротора вентилятора в пределах отрезка характеристики сети  $ab$ .

Представляет интерес определение области промышленного использования при совместной параллельной и последовательной работе вентиляторов. Эта задача проще всего решается графическим методом.

Методика построения базируется на известных методах построения суммарных характеристик вентиляторов при последовательной и параллельной их работе. Ее нетрудно понять из приведенного рис. 11.4, на котором обозначены  $S_1$  и  $S_2$  – области промышленного использования соответственно вентиляторов ВОКР-1,8 при  $n = 1000$  об/мин и ВЦ-25 при  $n = 750$  об/мин, взятых в качестве примера;  $S_3$  и  $S_4$  — области промышленного использования вентиляторов соответственно при последовательной и параллельной работе двух вентиляторов.

Для определения контура области промышленного использования двух последовательно включенных вентиляторов необходимо сложить ординаты точек контуров областей каждого вентилятора. Например, ордината точки  $z$  области  $S_3$  определяется суммой ординат точек  $x$  и  $y$ , а точки  $z_1$  — суммой ординат точек  $x_1$  и  $y_1$  и т.д. При этом очевидно, что сложение ординат имеет смысл только для точек со значениями абсцисс от  $Q_1$  и  $Q_2$ .

Для определения контура области промышленного использования двух параллельно включенных вентиляторов необходимо сложить абсциссы точек контуров областей каждого вентилятора.

Сложение имеет смысл в пределах отрезка оси ординат от  $p_1$  до  $p_2$  справа от которого находятся одновременно точки контуров обеих областей  $S_1$  и  $S_2$ .

Если совместно работают два вентилятора с одинаковыми аэродинамическими характеристиками, то область их промышленного использования находится уменьшением в 2 раза масштаба по оси ординат при последовательной работе и уменьшением в 2 раза масштаба по оси абсцисс при

параллельной работе вентиляторов. Рабочие режимы определяются нанесением характеристик сети на графики.

Все режимы характеристики сети, попадающие в область промышленного использования  $S_3$  или  $S_4$ , являются экономичными.

*Определение средневзвешенного к. п. д.* В соответствии с ГОСТ 11004—75 одним из важных параметров, характеризующих экономичность работы вентиляторной установки главного проветривания, является средневзвешенный к.п.д., определяемый в так называемой нормальной области, которая выделяется в области промышленного использования вентиляторной установки. Правая и левая границы нормальной области образуются двумя вертикальными линиями, проводимыми так, чтобы минимальная производительность  $Q_{\min}$  была в 2 раза меньше максимальной  $Q_{\max}$  между ними находились бы режимы с наиболее высокими к. п. д. Сверху нормальная область ограничивается кривой давления при предельном угле установки лопаток рабочего колеса или направляющего аппарата данного вентилятора, а снизу —линией, проведенной через точки, соответствующие  $0,5p_{\max}$ . Для упрощения дальнейших расчетов по определению средневзвешенного к. п. д. верхняя и нижняя граничные кривые заменяются ломаными линиями, имеющими не более двух изломов.

Средневзвешенный к. п. д. установки

$$\eta_{y.cm.cp} = \sum_1^{25} (Qp_{y.cm}) : \sum_1^{25} \left( \frac{Qp_{y.cm}}{\eta_{y.cm}} \right). \quad (11.7)$$



## ЛЕКЦИЯ № 12 ШАХТНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

### План:

1. Центробежные вентиляторы
2. Классификация шахтных вентиляторов
3. Назначение и номенклатура шахтных вентиляторов

**1. Центробежные вентиляторы.** *Классификация.* Шахтные центробежные вентиляторы классифицируются в основном по способу подвода воздуха к рабочему колесу: с односторонним (рис. 12.1) и двусторонним всасыванием.

Вентиляторы с двусторонним всасыванием имеют более высокую производительность по сравнению с вентиляторами с односторонним всасыванием.

*Аэродинамические схемы.* Вентиляторы разрабатываются на основе типовых аэродинамических схем (моделей вентиляторов), отработанных в лабораторных условиях. Аэродинамической схемой вентилятора принято называть схему проточной части вентилятора с набором основных безразмерных конструктивных параметров, обуславливающих получение соответствующих аэродинамических характеристик.

Вентилятор считается правого или левого вращения в зависимости от вращения рабочего колеса по часовой стрелке или против, если смотреть на вентилятор со стороны привода.

*Элементы вентиляторов.* На процесс в рабочем колесе значительное влияние оказывают входные элементы: их профиль, диаметр входного отверстия, величина и конфигурация зазора в уплотнении между рабочим колесом 1 и патрубком 2 (см. рис. 12.1) и др. Неправильный выбор этих элементов вызывает искажение поля скоростей на входе в колесо, отрывы потока от поверхностей проточной части колеса и снижение в итоге к. п. д. вентилятора.

В шахтных вентиляторах, работающих на нагнетание, применяются цилиндрические патрубки со свободным входом, в вентиляторах, работающих на всасывание, — плавные, конические и составные патрубки со значительной степенью конфузорности для снижения турбулентности и выравнивания скорости потока воздуха. Потери энергии потока на входе в вентилятор:

$$\Delta p_{\text{вх}} = \xi \frac{c_1^2}{2}, \quad (12.1)$$

где  $c_1$  — скорость перед рабочим колесом, м/с;  $\xi$  — коэффициент потерь.

Между входным патрубком 2 и передним диском колеса 1 предусмотрен зазор  $b$  (см. рис. 12.1), через который происходит дополнительное притекание воздуха в рабочее колесо. При рациональном выборе формы уплотнения, величины осевого перекрытия  $\bar{l}_3 = l_3 / D_2$  радиальной ширины зазора  $\bar{\delta} = \delta / D_2$  основной поток прижимается к внутренней стороне диска и обтекает его без отрыва; оптимальные значения  $l_3 = 0,007$  и  $\delta = 0,002$ . Притечки воздуха

через зазор в оптимальном режиме работы современных вентиляторов составляют 2—4% от номинальной производительности.

Рабочие колеса вентиляторов выполняются одно- и двустороннего всасывания с профилированными крыловидными лопатками, загнутыми назад,  $\alpha < 90^\circ$  (рис. 12.2). Рабочие колеса старых вентиляторов снабжались конструктивно более простыми плоскими лопатками 1 и 5-образными лопатками 2, обеспечивающими больший напор по сравнению с плоскими; к. п. д. вентиляторов с обоими типами лопаток ниже, чем к. п. д. вентиляторов с крыловидными лопатками.

Для регулирования рабочих режимов вентиляторы снабжаются осевыми направляющими аппаратами 4 (см. рис. 12.1). Эти аппараты оснащаются 10 или 12 плоскими лопатками, выполненными в форме сектора и поворачивающимися у вентиляторов типов ВЦ и ВЦД на угол от  $-20$  до  $+110^\circ$ . При углах от  $0$  до  $90^\circ$  воздух в направляющем аппарате закручивается в сторону вращения колеса, снижая производительность вентилятора и потребляемую им мощность. При угле установки лопаток  $90^\circ$  полотна последних полностью перекрывают всасывающее отверстие вентилятора; такая установка лопаток применяется при запуске вентилятора. Угол  $0^\circ$  соответствует установке лопаток в плоскости оси вала вентилятора, и подкрутка потока при этом исключается. При повороте лопаток направляющего аппарата на отрицательные углы воздух в нем закручивается против направления вращения рабочего колеса, что приводит к увеличению производительности вентилятора и потребляемой им мощности. При больших отрицательных углах установки лопаток ( $-20^\circ$  и более) режим работы вентилятора характеризуется отрывами потока от лопаток на входе в рабочее колесо и повышенными вибрациями ротора.

Выходными устройствами центробежных вентиляторов служат, как правило, спиральные корпуса, формирующие поток и направляющие его от выходного сечения колеса к выходному отверстию вентилятора, а также частично преобразующие динамическое давление потока в статическое.

*Номенклатура и назначение.* На шахтах и рудниках в настоящее время эксплуатируются центробежные вентиляторы главного проветривания следующих типов: ВЦ, ВЦД, ВШЦ, ВРЦД, ВЦП, ВЦЗ и вентилятор местного проветривания ВЦ-7 (В—вентилятор, Ц—центробежный, О—одностороннего всасывания, Д - двустороннего всасывания, Р- рудничный, Ш-шурфовой, П—проходческий, З-с регулируемыми закрылками). По ГОСТ 11004—75 центробежные вентиляторы маркируются: одностороннего всасывания ВЦ и двустороннего всасывания ВЦД. Цифра в маркировке означает диаметр рабочего колеса в дециметрах.

В настоящее время заводами выпускаются следующие центробежные вентиляторы, предназначенные для главного проветривания шахт и рудников: ВЦД-16, ВЦ-25, ВЦ-31,5 (старый шифр ВЦ-32), ВЦЗ-32, ВЦД-31,5 (старый шифр ВЦД-32М) и ВЦД-47 «Север» и для проветривания стволов и околоствольных выработок: ВЦ-11 и ВШЦ-16 и только для проветривания забоев шахтных стволов ВЦПД-8УМ и ВЦП-16, а также вентиляторы местного проветривания ВЦ-7.

Планируется выпуск вентиляторов ВЦ-31,5П (с поворотными закрылками лопаток) взамен ВЦЗ-32.

Вентилятор ВЦД-47 «Север» создан целевым назначением для проветривания глубоких полиметаллических рудников Крайнего Севера, но может применяться и для проветривания самых глубоких угольных и других шахт.

Центробежные вентиляторы применимы для всасывающей, нагнетательной и комбинированной схем вентиляции горных предприятий. Крупные центробежные вентиляторы изготавливаются Донецким машиностроительным заводом им. ЛКУ, вентиляторы с диаметром рабочего колеса до 2,5 м включительно — Артемовским машиностроительным заводом.

Все изготавливаемые в настоящее время центробежные вентиляторы разработаны на основе аэродинамических схем ИГТМК им. М. М. Федорова, институтом Донгипроуглемаш и СКВ Артемовского и Каменского машзаводов. На рис. 12.3 дан сводный график областей промышленного использования выпускаемых заводами вентиляторных установок главного проветривания с центробежными вентиляторами. Вентиляторы изготавливаются одностороннего и двустороннего всасывания. Рабочие колеса вентиляторов одностороннего всасывания имеют по 8 лопаток, а двустороннего всасывания по 16 (по 8 с каждой стороны), кроме вентилятора ВЦД-47, имеющего 12 лопаток.

*Конструкция вентиляторов.* Вентиляторы одностороннего всасывания имеют две компоновочные схемы: с консольным расположением рабочих колес на валу ротора (ВЦ-11, ВШЦ-16, ВЦП-16, ВЦ-25) и с расположением рабочих колес на валу между подшипниковыми опорами. Последняя схема реализована в более крупных вентиляторах ВЦ-31,5 и

ВЦЗ-32. Такая компоновка снижает нагрузки на подшипники и исключает резонансные поперечные колебания главного вала.

Центробежный вентилятор одностороннего всасывания (ВЦ-11, ВШЦ-16 (рис. 12.4), ВЦП-16, ВЦ-25, ВЦ-31,5 и ВЦ-31,5П) состоит из ротора / с рабочим колесом 2, осевого направляющего аппарата 3, входных коллектора 4 и патрубка 7, спирального кожуха 5 и рамы 6. Первые три вентилятора (с диаметром рабочего колеса до 1600 мм) имеют общую сварную раму, на которой монтируются вся механическая часть вентилятора и его приводной электродвигатель. Более крупные вентиляторы не имеют единой жесткой рамы, и вал ротора вращается в двух отдельных подшипниковых опорах, смонтированных на отдельных рамах, установленных на бетонном основании.

Рабочее колесо состоит из крыловидных загнутых назад лопаток, приваренных к переднему коническому покрывному и заднему плоскому коренному дискам. Задний диск колеса приваривается или крепится болтами к ступице. Покрывной диск на диаметре входа может быть усилен тороидальным литым лабиринтным кольцом. Коренной диск рабочего колеса усилен за счет соединения его с обтекателем, который одновременно улучшает условия поворота воздушного потока в рабочем колесе.

Лопатки пустотелые, сварные, с ребрами жесткости внутри.

У вентиляторов ВЦ-31,5П и ВЦД-31,5П лопатки снабжены поворотными закрылками. Внутреннее пространство этих лопаток и лопаток некоторых

других вентиляторов, например ВЦД-47 «Север», заполнено пенопластом, вспененным непосредственно в обечайках. Это позволило отказаться от связи обечаек лонжеронами и снизить массу лопаток.

Рабочее колесо скрепляется с приводным валом шпоночным соединением. Валы вращаются в радиальных двухрядных сферических и радиально-упорных сдвоенных подшипниках, охлаждаемых в крупных вентиляторах за счет принудительной циркуляции масла. Вал ротора соединяется с валом электродвигателя упругой пальцевой или чаще зубчатой муфтой.

Статорная часть вентилятора (см. рис. 12.4) состоит из спирального кожуха 5, входного коллектора 4 и входного патрубка 7, который своим узким концом входит в лабиринтное уплотнение рабочего колеса, образуя с последним кольцевой лабиринтный зазор. Для увеличения жесткости кожух и коробка снабжены оребрением, замкнутым в рамы. Нижняя часть спирального отвода вентиляторов ВЦ-25 и более крупных образована каналом в бетоне. Корпуса выполнены разъемными, исключая корпус вентилятора ВЦ-11.

Осевой направляющий аппарат (рис. 12.5) имеет плоские листовые лопатки с механизмом их одновременного поворота и обтекатель, расположенный по оси и подвешенный в корпусе на растяжках или насаженный на вал ротора. Лопатки состоят из полотна и приваренных к нему двух цапф и опираются на бронзовые втулки в обтекателе и на капроновые или бронзовые втулки в корпусе. На выступающие из корпуса направляющего аппарата.

Центробежные вентиляторы двустороннего всасывания (ВЦПД-8УМ, ВЦД-16, ВЦД-32М, ВЦД-40 и ВЦД-47 «Север») имеют компоновочную схему с размещением рабочих колес на приводных валах между их подшипниковыми опорами. Конструкция этих вентиляторов во многом сходна с конструкцией рассмотренных вентиляторов одностороннего всасывания. Основными конструктивными особенностями вентиляторов двустороннего всасывания являются наличие, исключая вентиляторы ВЦД-47 «Север», двух осевых направляющих аппаратов, рабочего колеса двустороннего всасывания у крупных вентиляторов (ВЦД-32М, ВЦД-40 и ВЦД-47) и выходного конца вала для подсоединения посредством зубчатой муфты второго приводного электродвигателя. На рис. 12.6 в качестве примера приведен самый мощный центробежный вентилятор ВЦД-47 «Север». Его рабочее колесо состоит из двух полуколес. Такая конструкция колеса облегчает его транспортирование к месту монтажа вентилятора. Полуколеса соединяются между собой и с ободом ступицы болтами.

Вентилятор ВЦД-47 «Север» обеспечивает высокую экономичность работы в широком диапазоне вентиляционных режимов, отличающихся от оптимальных по давлению в 4 раза, что достигается применением системы регулирования частоты вращения электропривода вентилятора, выполненной по схеме комбинированного асинхронного вентиляльно-машинного каскада.

Вентиляторы двустороннего всасывания ВЦД-31,5М, ВЦД-47 «Север» обладают аэродинамическими качествами, которые обеспечивают подачу больших количеств воздуха при высоких давлениях.

Центробежные вентиляторы получили широкое распространение на горных предприятиях, что объясняется значительным улучшением за последние 15—20 лет их технико-экономических показателей. Так, максимальный статический к. п. д. установки главного проветривания возрос - с 0,72 до 0,86, средневзвешенный статический к. п. д. в области эксплуатации с 0,52 до 0,75; в 1,5—2,0 раза уменьшились габариты и стоимость вентиляторов.

## ЛЕКЦИЯ № 13

### ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

#### План:

1. Классификация
2. Номенклатура и конструкция осевых вентиляторов.
3. Номенклатура и конструкция вентиляторов местного проветривания

**1. Классификация.** Осевые вентиляторы по числу рабочих ступеней (числу рабочих колес) классифицируются на одноступенчатые и многоступенчатые. Первые создаются и используются для местного проветривания, вторые — для главного проветривания. Многоступенчатые вентиляторы обеспечивают при той же производительности, что и одноступенчатые, более высокое давление. Число ступеней у современных осевых вентиляторов главного проветривания принимается равным двум.

*Схемы вентиляторов.* Современные осевые шахтные вентиляторы komponуются по схемам местного проветривания НА + РК и НА + РК + СА и главного проветривания РК+НА+РК-СА и РК+РК. Обозначено: РК - рабочее колесо, НА — направляющий аппарат, СА - спрямляющий аппарат. НА предназначены для придания потоку воздуха необходимого направления при входе в рабочее колесо, а НА между двумя рабочими колесами многоступенчатого вентилятора также и для раскручивания потока; СА — для раскручивания потока при выходе из колеса в сторону, обратную его вращению. Выходные углы лопаток НА между рабочими колесами и лопаток СА можно задать такими, что поток изменит свое направление даже на противоположное. Направление потоков можно проследить на планах скоростей, на которых обозначены абсолютные скорости на входе и выходе:  $c_1''$  и  $c_2''$  — направляющего аппарата,  $c_1''$  и  $c_2''$  — спрямляющих СА аппаратов,  $c_1'$  и  $c_2'$  — рабочего колеса. Схема двухступенчатого вентилятора РК+НА+РК+СА будет обеспечивать примерно в 2 раза большее давление, чем схема РК + СА, при одинаковой производительности. Полное давление, создаваемое осевым вентилятором,

$$p = p_{\text{вых}} - \rho \frac{c_{\text{вых}}^2}{2}, \quad (13.1)$$

Очевидно, что статическая и динамическая составляющие давлений будут:

$$p_{\text{ст}} = p_{\text{вых}} - p_{\text{в}} \text{ и } p_{\text{дин}} = \rho \frac{c_{\text{вых}}^2}{2} \quad (13.2)$$

*Вентиляторы встречного вращения* имеют два рабочих колеса I и II (схема РК + РК), вращающихся навстречу друг другу без направляющего и спрямляющего аппаратов. При отсутствии направляющего аппарата скорость

на входе вентилятора  $c_{u1} = 0$ , абсолютная скорость входа  $c_{11} = c_a$ . На выходе из колеса I поток имеет скорость закручивания и абсолютную скорость  $c_{21}$ . Вращаясь встречно, второе рабочее колесо будет раскручивать поток. При полном его раскручивании  $c_{u21} = 0$  и  $c_{211} = c_{a11}$

Колеса в общем случае могут иметь разную частоту вращения.

Развиваемое ими давление определяется выражениями для первого колеса

$$p_1 = \rho_1 c_{u21}^2 \quad (13.3)$$

для второго колеса

$$p_{II} = \rho u_2 (c_{u2II} - c_{u2I}) \quad (13.4)$$

При  $u_1 = -u_{11} = u$  и полном раскручивании потока суммарное давление, развиваемое обоими колесами,

$$p = p_1 + p_{II} = 2\rho u c_{u21}^2 \quad (13.5)$$

Полное раскручивание потока возможно при равном распределении теоретического давления между рабочими колесами. Такое распределение давления между колесами наиболее выгодное, при этом скорость  $\omega_{cpI} < \omega_{cpII}$ , а угол  $\beta_{cpI} > \beta_{cpII}$  в связи с чем угол установки лопаток первого колеса больше, чем второго.

При равных параметрах с обычными двухступенчатыми вентиляторами вентилятор встречного вращения имеет меньшие осевой размер и массу и большую производительность при реверсе.

*Вентиляторы с меридиональным ускорением потока* (рис. 13.1) позволяют иметь более высокое значение давления, чем обычные осевые вентиляторы. Давление осевых вентиляторов ограничивается диффузорностью лопаток, которая может привести к отрыву потока от лопаток. Диффузорность можно уменьшить, придав потоку меридиональное ускорение за счет установки конической или сферической втулки рабочего колеса. При этом осевая скорость потока увеличивается. В вентиляторах со значительным меридиональным ускорением осевые скорости могут быть в 1,5—2,0 раза больше, чем при входе, что приводит к большим динамическим давлениям перед диффузором

На рис.13.1 приведены треугольники скоростей для обычного осевого колеса (тонкие линии) и для колеса с меридиональным ускорением (толстые линии) для двух случаев; относительная скорость меридионального колеса  $\omega'_2$  меньше относительной скорости  $\omega_1$  и больше относительной скорости суд обычного осевого колеса ( $\omega_1 > \omega'_2 > \omega_2$ ) и относительная скорость меридионального колеса  $\omega''_2$  больше скорости  $\omega_1$ . Скорости потока  $c_1$  на входе в меридиональное рабочее колесо в обоих случаях и в обычном осевом колесе приняты одинаковыми.

Из треугольников скоростей видно, что абсолютные скорости потока  $c_2$  и  $c'_1$  на выходе из меридиональных колес значительно больше по абсолютной величине и, следовательно, динамический напор в меридиональном колесе существенно возрастает. Поскольку относительные скорости увеличиваются, статический напор снижается, однако полный теоретический напор будет превышать статический напор обычного осевого колеса. При приращении статического давления практически не происходит, увеличивается только его динамическая составляющая. При этом потери, обусловленные зазором  $b$  между лопатками колеса и кожухом вентилятора, практически исчезают, в результате чего к. п. д. вентилятора заметно улучшается. Однако воздушный поток получает энергию в колесе в виде динамического давления, которое в СА и диффузоре превращается в статическое, что несколько ухудшает к. п. д. Меридиональные одноступенчатые вентиляторы развивают большее давление, чем обычные осевые при достаточно высоком к. п. д. ( $\eta_{\text{т.тах}} = 0,87—0,89$ ), и могут применяться вместо двухступенчатых осевых вентиляторов. Их характеристики более пологие, область неустойчивой работы меньше и ниже уровень создаваемого ими шума. Эти преимущества вентиляторов с меридиональным ускорением определяют перспективу их применения. В последние годы такие вентиляторы широко используются *вид А*

*Элементы вентиляторов.* Коллектор 4 и обтекатель 5 устанавливаются на входе в первый лопаточный аппарат и предназначены для плавного без больших потерь увеличения осевой скорости  $c_1$  потока и обеспечения равномерного поля скоростей. Коллектор может быть очерчен по дуге окружности радиусом  $r > 0,2D_2$ , где  $D_2$  — диаметр рабочего колеса. Обтекатель имеет форму полусферы или полуэллипсоида. Рабочие колеса осевых вентиляторов оснащаются профилированными лопатками — обычными и кручеными. Форма лопаток выбирается такой, чтобы обеспечивалась вокруг них необходимая циркуляция для создания достаточного напора и одновременно исключалось бы перетекание частиц воздуха в радиальном направлении к периферии в связи с действием центробежных сил от закручивания потока. В самом деле, из уравнения Л. Эйлера видно, что передача энергии потоку лопатками неизбежно связана с закручиванием потока. В закрученном потоке возникают центробежные силы, которые могут стать причиной перетекания воздуха из одного кольцевого слоя в другой к периферии вентилятора. Такое перетекание нежелательно, так как вызывает значительные потери энергии. Очевидно, что перетекания частиц потока не будет, если давления вдоль радиусов будут постоянными ( $p = \text{const}$ ) или по уравнению Л. Эйлера .

$$\begin{aligned}
 T &= \text{const} \\
 \text{или} & \\
 r c_{u2} &= \text{const}
 \end{aligned}
 \tag{13.6}$$

Из этого условия следует, что для обеспечения постоянства давления скорость закручивания должна изменяться по гиперболическому закону:



$$c_{u2} = \frac{const}{r} \quad (13.7)$$

Такое изменение скорости вдоль радиуса рабочего колеса достигается конструкцией лопаток с переменными шириной  $b$  и углами  $\beta_1$  и  $\beta_2$ . В связи с этим у современных осевых вентиляторов применяют крученые лопатки с переменным сечением по длине. Поле скоростей за рабочим колесом с некручеными лопатками имеет значительную неравномерность. Большое влияние на работу вентилятора оказывает зазор  $\delta$  между концами лопаток и кожухом вентилятора.

Относительный зазор (зазор, отнесенный к длине лопатки  $l_l$ )  

$$\bar{\delta} = \frac{\delta}{l_l} 100\%$$
 для качественно изготовленных отечественных вентиляторов составляет 0,8—1,0%. При величине относительного зазора всего 1,5% давление снижается на 15—20% по сравнению с расчетной величиной при нулевом зазоре. Уменьшение давления объясняется обратным перетеканием воздуха через кольцевой зазор из области повышенного в область пониженного давления.

*Направляющий и спрямляющий аппараты* представляют собой венцы из неподвижных или поворотных лопаток. Основные параметры: густота решетки  $b/t$ , угол установки и аэродинамическая характеристика профиля лопаток. Для радиального равновесия потока распределение скоростей закручивания потока в аппаратах должно быть таким же, как и в рабочих колесах. Для работы в криволинейном потоке профили лопаток СА и НА должны быть деформированы соответственно кривизне потока. Во избежание потерь энергии лопатки должны быть установлены так, чтобы поток входил на их входные кромки по касательной или под небольшим углом. Чтобы это соблюдалось при разных режимах работы вентиляторов, лопатки НА и СА следует выполнять поворотными.

*Диффузор и выходная часть* предназначаются для преобразования динамического  $p_{дин}$  в статическое  $p_{ст}$  давление. Распространенная в шахтных осевых вентиляторах форма диффузора приведена на рис. 12.7, а. Между спрямляющим аппаратом и диффузором для выравнивания поля скоростей потока целесообразно предусматривать небольшой цилиндрический участок. Переход от цилиндрического к коническому участку должен быть плавным.

Важнейшими параметрами диффузоров являются: степень расширения диффузора

$$\chi = \frac{F_2}{F_1} = \frac{c_{a1}}{c_{a2}} \quad (13.8)$$

$F_1$  и  $F_2$  — площади сечений,  $m^2$

$c_{a1}$  и  $c_{a2}$  — скорости потока на входе и выходе диффузора;

углы раскрытия конусов  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  и где  $D$  и относительная длина диффузора  $\bar{L} = L/D$  начальный диаметр диффузора.

У шахтных вентиляторов принимается коническая часть длиной  $\bar{L} = 2$  и углы раскрытия конусов  $\varphi_1 = 3^\circ$ ,  $\varphi_2 = 6^\circ$ .

**2. Номенклатура и конструкция осевых вентиляторов.** *Номенклатура и назначение.* В горной промышленности СССР эксплуатируются осевые вентиляторы типов: ВОД, ВОК, ВОКД, ВОКР (В—вентилятор, О—осевой, К—с кручеными лопатками, Д—многоступенчатые, Р—реверсивный. Согласно ГОСТ 11004—75, осевые вентиляторы имеют маркировку: одноступенчатые — ВО и многоступенчатые — ВОД. Первые отечественные осевые вентиляторы были выпущены на базе разработанных в ЦАГИ в 1938—1939 гг. вентиляторов серии В (высоконапорные). Из-за различных недостатков эти вентиляторы были сняты с производства еще в 1957 г. Их заменили вентиляторы типов ВОК и ВОКД с кручеными лопатками, отличавшиеся более совершенной аэродинамической схемой и более плавным регулированием производительности, а вентиляторы типа ВОКД и возможностью реверсирования воздушной струи самим вентилятором.

В настоящее время выпускаются разработанные в последнее время вентиляторы типа ВОД (ВОД-11, ВОД-16, ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50) (цифра в маркировке вентиляторов — диаметр рабочего колеса по концам лопаток в дециметрах). Вентиляторы изготавливаются Артемовским машиностроительным заводом. Осевые вентиляторы типа ВОД предназначены для проветривания неглубоких шахт и рудников, обще шахтная депрессия которых не превышает 4 кПа. Вентилятор ВОД-11 применяется также в качестве вспомогательного вентилятора для проветривания стволов и околоствольных выработок при их сооружении, в калориферных установках и т. п. Вентиляторы типа ВОД, за исключением ВОД-11, выполняются реверсивными и обеспечивают требуемую правилами безопасности производительность при реверсе более 60% от нормальной производительности; по специальному заказу они могут выполняться и нереверсивными. Эти вентиляторы применимы как для всасывающей, так и для нагнетательной вентиляции. Вентиляторы ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 разработаны Донгипроуглемашем по аэродинамической схеме К-84 (К - крученые лопатки, 84 — коэффициент быстроходности) ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского и Донгипроуглемаша. Вентилятор ВОД-16 создан Артемовским машиностроительным заводом по аэродинамической схеме М-1 ИГМТК им. М. М. Федорова и ЦАГИ ВОД, имеет встречное вращение рабочих колес. Вентиляторы типа ВОД (рис. 13.2) —двухступенчатые. Для уменьшения шума они не имеют входных направляющих аппаратов и собраны по двум условным схемам РК + РК (вентиляторы ВОД-11 и ВОД-16) и РК + НА + РК + СА (остальные типы вентиляторов ВОД).

Рабочие колеса вентиляторов снабжены 12 лопатками, за исключением рабочего колеса II ступени вентилятора ВОД-16, которое имеет 10 лопаток. Установка лопаток РК вентиляторов, за исключением ВОД-16, производится в пределах  $15—45^\circ$ . При реверсировании струи воздуха лопатки НА и СА поворачиваются на углы  $153$  и  $158^\circ$  и направление их выпуклости изменяется на противоположное.

Сводные графики областей промышленного использования осевых вентиляторов типа ВОД и покрываемое ими поле вентиляционных режимов шахт и рудников приведены на рис. 13.3.

*Конструкция осевых вентиляторов.* Вентиляторы ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 имеют аналогичную конструкцию.

Вентилятор (рис. 13.4) состоит из ротора с рабочими колесами и 2 (I и II ступеней), корпуса (кожуха) с промежуточным направляющим 3 и спрямляющим 5 аппаратами и механизмами поворота 4 и 6 лопаток, переднего обтекателя 7, главного вала 8, трансмиссионного вала 12, коллектора 9, диффузора 10 и тормоза 11. Ротор вентилятора соединяется с электродвигателем 13 с помощью трансмиссионного вала 12 и муфт 14.

При всасывающей вентиляции шахты или рудника воздух к вентилятору из вентиляционной сети поступает по подводящему каналу I и через диффузор выходит в отводящий канал II. В диффузоре динамическое давление частично преобразовывается в статическое.

Лопатки 4 (рис. 13.4) рабочих колес вентиляторов типа ВОД — профилированные, винтообразные, сварно-клепаные, пустотелые, состоят из несущего хвостовика, двух листов обшивки, армирующего ребра и доньшек, изготавливаются из стали или из более легкого материала — алюминиевого сплава или стеклопластика.

Лопатки крепятся к втулкам 2 рабочих колес специальными затворами 10, позволяющими при остановленном вентиляторе поворачивать их вручную в пределах углов установки 15—45° для регулирования производительности и давления. Ротор вентилятора вращается в двух подшипниковых узлах — переднем и заднем. Радиальную нагрузку воспринимают спаренные подшипники с цилиндрическими роликами, установленные в сферических обоймах (вентиляторы ВОД-30, ВОД-40, ВОД-50), или сферические роликоподшипники (вентиляторы ВОД-21, ВОД-11), установленные в обеих опорах. Осевую нагрузку воспринимают радиально-упорные шариковые подшипники, размещаемые в задней опоре.

Смазка подшипников вентиляторов ВОД-21, ВОД-16 и ВОД-11 консистентная, тугоплавкая, периодически пополняется с помощью пресс-масленок, выведенных на верхнюю часть корпуса. Смазка подшипников вентиляторов ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 принудительная, циркуляционная. Масло подается от маслостанции.

Валы ротора и электродвигателя соединяются подвесным трансмиссионным валом с помощью односторонних зубчатых % вентиляторов ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 и с помощью. пальцевых муфт у вентиляторов ВОД-11, ВОД-16 и ВОД-21.

Вентилятор типа ВОД оборудуется колодочным тормозом с электромагнитным приводом, обеспечивающим остановку ротора в течение 2-2,5 мин.

Корпус вентиляторов ВОД-30. ВОД-40 и ВОД-50 состоит из переднего и заднего опорных блоков и кожуха.

Корпус вентилятора типа ВОД и размещенные в нем опорные конструкции, коллектор, наружный и внутренний конусы диффузора

свариваются из листовой стали и сортового проката. ВНУТРИ заднего опорного блока корпуса вентиляторов ВОД-1, ВОД-30 ВОД-40 и ВОД-50 располагается спрямляющий аппарат с 11 поворотными и 3 неподвижными несущими лопатками. В кожух этих вентиляторов, расположенный между передним и задним опорными блоками, встроен промежуточный направляющий аппарат с поворотными лопатками, которые специальным механизмом от сервомотора поворачиваются на угол до 180 при реверсировании воздушной струи и на угол до 36° от исходного положения для тонкого регулирования производительности. Углы поворота лопаток ограничиваются конечными выключателями.

Механизм одновременного поворота лопаток направляющего Аппарата по принципу действия аналогичен механизму, показанному на рис. 6.5. Он снабжен охватывающим кожух вентилятора поворотным кольцом, которое с помощью канатиков поворачивает валики с закрепленными на них лопатками направляющего аппарата.

Производительность и давление вентиляторов типа ВОД регулируются поворотом лопаток рабочих колес вручную при остановленном приводе; тонкое регулирование в пределах 5-10 осуществляется поворотом лопаток направляющего аппарата.

Для работы с меньшим давлением можно уменьшать число лопаток рабочего колеса II ступени до шести.

Вентиляторы ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 реверсируются изменением направления вращения приводного электродвигателя с одновременным поворотом лопаток направляющего и спрямляющего аппаратов.

**3. Номенклатура и конструкция вентиляторов местного проветривания** *Назначение и номенклатура.* Для проветривания тупиковых выработок на шахтах угольной и рудной промышленности применяются в основном осевые и реже центробежные вентиляторы местного проветривания. Широкий диапазон режимов и условий проветривания этих выработок потребовал создания ряда осевых вентиляторов с электрическим и пневматическим приводами. В настоящее время серийно выпускается ряд осевых вентиляторов местного проветривания с меридиональным ускорением потока типов ВМ-М и ВМП-М, а также вентиляторы ВКМ-200А и ВМП-4. В обозначении марки вентиляторов: В—вентилятор, М—местный, П — пневматический, цифры означают диаметр выходного патрубка в дециметрах и номер модели, М — после цифры означает модернизацию.

Электрические осевые вентиляторы имеют взрывобезопасное исполнение РВ и могут применяться в шахтах, опасных по газу или пыли. Пневматические вентиляторы применяются для проветривания тупиковых выработок, где использование электрических вентиляторов не допускается ПБ. Поскольку для вентиляторов одинаковой гидравлической мощности стоимость пневмо энергии превышает в 6—7 раз стоимость электроэнергии, пневматические вентиляторы целесообразно применять лишь в условиях в которых не могут быть использованы электрические вентиляторы.

Электрические вентиляторы типа ВМ-М выполняются по схеме НА + РК + СА; пневматические вентиляторы типа ВМП-М — по схеме НА + РК.

Направляющие аппараты (НА) вентиляторов ВМ-3М и ВМ-4М и ВМП-М изготавливаются нерегулируемыми, вентиляторов ВМ-5М, ВМ-6М, ВМ-8М и ВМ-12—регулируемыми; выходные спрямляющие аппараты (СА) электрических вентиляторов — нерегулируемыми. Выпускаемые в настоящее время вентиляторы местного проветривания выполняются одноступенчатыми и, за исключением вентиляторов ВМП-4, имеют рабочие колеса с конической втулкой, обеспечивающей меридиональное ускорение воздушного потока. При этом подавляющая часть энергии, подводимой к рабочему колесу, преобразуется в скоростное давление потока.

*Конструкция вентиляторов.* Электрические вентиляторы типа ВМ-М (рис. 13.7) имеют одинаковую конструктивную схему и отличаются размерами и конструкцией отдельных узлов. Основными узлами вентиляторов являются входной направляющий аппарат 1, рабочее колесо 2, спрямляющий аппарат 3, встроенный электродвигатель 4, кабельный ввод 5 и салазки 6.

Направляющий аппарат вентиляторов ВМ-3Л1 и ВЛ1-4М оснащен кручеными стальными листовыми лопатками, жестко закрепленными между внешней и внутренней обечайками. Регулируемые направляющие аппараты остальных вентиляторов этого типа снабжены профильными эластичными лопатками из резины с армированными стальными пластинами входными и выходными кромками.

Давление и производительность вентилятора регулируются на ходу с помощью механизма одновременного поворота, обеспечивающего плавное бесступенчатое отклонение закрылков лопаток на угол от  $45^\circ$  до  $50^\circ$ . В направляющем аппарате установлена дополнительная обечайка, образующая с корпусом кольцевой канал воздушного сепаратора, устраняющего впадины на характеристиках давления и помпажные режимы работы. Это значительно расширяет область промышленного использования вентилятора и повышает надежность его работы.

Рабочее колесо вентилятора состоит из конической стальной втулки, литой или сварной (ВМ-12Л1), и неподвижно закрепленных на ней профильных крученых лопаток. Лопатки всех вентиляторов ВМ-М выполнены из капроновой смолы ВСТУ 73-1008—63, за исключением лопаток вентиляторов ВМ-12Л1, у которых они изготовлены из толстолистовой стали. Капроновые лопатки не накапливают опасных статических зарядов и в случае задевания их за корпус не образуются искры, которые могут воспламенить взрывоопасную среду.

Корпус вентилятора, установленная в нем втулка и приваренные между ними лопатки спрямляющего аппарата образуют жесткую несущую конструкцию, в которую встраивается электродвигатель.

Вентилятор ВМ-12М дополнительно снабжен диффузором.

Пневматические вентиляторы ВМА-3М, ВМП-5М, ВМП-6М и ВКМ-200А имеют аналогичную конструкцию и отличаются размерами узлов и аэродинамическими параметрами. Вентиляторы этого типа снабжены пневматическим турбинным приводом. Рабочее колесо по периферии имеет турбину — обод с профильными капроновыми лопатками, установленными в пазу обода. Воздух на лопатки подается регулируемым сопловым аппаратом,

которым обеспечивается подача сжатого воздуха на турбину через одно, два или три сопла, что соответствует работе вентилятора на пониженном, нормальном и усиленном режимах.

Пневматический привод вентиляторов имеет небольшую массу, экономичен, прост и удобен в обслуживании.

Осевые вентиляторы местного проветривания для частичного снижения шума могут оборудоваться глушителями шума типа ГШ, разработанными Донгипроуглемашем.

Вентиляторы местного проветривания и глушители шума типа ГШ изготавливаются Томским электромеханическим заводом им. В. В. Вахрушева, Артемовским машзаводом и др.

## ЛЕКЦИЯ № 14

### ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

#### План:

1. Предъявляемые требования к установкам
2. Электропривод и аппаратура автоматизации вентиляторных установок
3. Схемы установок

**1. Предъявляемые требования к установкам.** Вентиляторные установки в соответствии с ПБ должны иметь резерв по производительности от 20 до 45% и обеспечивать реверсирование воздушного потока не более чем за 10 мин, при этом производительность должна составлять не менее 60% от нормальной.

Правила безопасности требуют также, чтобы современные установки были оборудованы двумя одинаковыми вентиляторами—рабочим и резервным.

Установки должны быть надежными и малошумными, иметь высокую экономичность и возможность регулирования параметров в широких пределах. Во избежание излишних потерь энергии воздушным потоком они должны оборудоваться входными и выходными элементами (подводящие каналы, тройники, входные коробки, диффузоры) с небольшим гидравлическим сопротивлением.

Вентиляторные установки должны иметь по возможности меньшие габариты в плане.

Для работы в суровых климатических условиях, схема вентиляторной установки должна исключать обмерзание переключающих устройств, резервного вентилятора и других элементов.

Эффективность и надежность работы вентиляторной установки главного проветривания в большей степени зависят от ее компоновочной схемы и вспомогательного оборудования. Чем меньше вентиляционных каналов и вспомогательного оборудования (ляды или двери), тем меньше подсосов и утечек воздуха и надежнее работа вентиляторной установки. Компоновочную схему следует выбирать такой, чтобы утечки воздуха и его подсосы были минимальными. По нормативам они не должны превышать 10%.

Способ реверсирования струи определяется свойствами вентиляторов. В вентиляторных установках, оборудованных центробежными вентиляторами, реверсирование которых невозможно, направление воздушной струи изменяется системой ляд или вертикальных дверей и обводных каналов. Это приводит к усложнению установок с центробежными вентиляторами по сравнению с установками, оборудованными реверсивными осевыми вентиляторами.

**2. Электропривод и аппаратура автоматизации вентиляторных установок.** *Электропривод вентиляторов.* Вентиляторы главного проветривания в большинстве случаев оснащаются нерегулируемым электроприводом с асинхронными или синхронными электродвигателями.

В электроприводах вентиляторов в зависимости от мощности используются различные типы электродвигателей: при потребляемой мощности до 100—150 кВт —низковольтные асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором; при мощности от 150 до 350 кВт —низковольтные синхронные двигатели напряжением 380 В; при мощности свыше 350 кВт —высоковольтные синхронные двигатели (напряжением 6 кВ) СД, СДС и СДВ и высоковольтные асинхронные с фазным ротором серий АКН и АКС мощностью от 400 до 1000 кВт на напряжение 3000/6000 В и частотой вращения от 290 до 490 об/мин.

Вентиляторные установки с регулируемым приводом оснащаются: при ступенчатом регулировании—многоскоростными асинхронными электродвигателями, агрегатами из двух асинхронных двигателей или синхронного и асинхронного двигателей на разные частоты вращения; при бесступенчатом регулировании—двигателями постоянного тока, управляемыми по системам Г—Д (генератор—двигатель) и УПВ—Д (управляемый выпрямитель—двигатель); каскадными агрегатами трехфазного тока и другими системами.

При малом диапазоне регулирования и кратковременном использовании пониженной частоты вращения в вентиляторных установках применяют асинхронные электродвигатели с сопротивлениями в цепи ротора.

*Аппаратура технологического контроля.* Состояние вентиляторной установки характеризует большое число параметров:

Давление и производительность воздуха, температура подшипников вентилятора и его приводных двигателей, температура обмоток и масла в системе смазки подшипниковых опор, давление и проток масла и т. д. Примерная схема размещения датчиков контроля на вентиляторной установке показана на рис. 14.1.

В соответствии с Правилами безопасности в угольных и сланцевых шахтах при эксплуатации главных вентиляторных установок должны измеряться их производительность и давление при прямой и реверсивной работе. Для этого главные вентиляторные установки негазовых шахт снабжаются депрессиомерами, шахт III категории, сверхкатегорных и опасных по выбросам самопишущим депрессиомером и расходомером.

Работа вентиляторной установки без машиниста независимо от категории шахты по газу допускается только при оборудовании установки двумя самопишущими приборами (в машинном зале и в диспетчерской), постоянно регистрирующими производительность вентилятора и создаваемое им давление, и устройствами, сигнализирующими на пульт дистанционного управления об отклонениях работы вентиляторной установки от заданных параметров по производительности и давлению.

Для контроля давления и производительности применяется аппаратура, включающая датчики, первичные и вторичные приборы.

Датчики производительности и давления устанавливаются в контрольном сечении вентиляторной установки и предназначаются для получения пневмометрических импульсов, величина которых изменяется пропорционально измеряемому давлению (датчики давления) или



пропорционально квадрату скорости воздушного потока (датчики производительности). Пневмометрический импульс, представляющий собой перепад давлений, пневмоимпульсными трубками подводится к первичному прибору.

Первичный прибор предназначается для непосредственного измерения расхода или давления воздуха и преобразования их значений в пропорциональный электрический сигнал с последующей его передачей на вторичный прибор. При установке двух вторичных приборов (одного — в здании вентиляторной установки и второго — на пульте диспетчера) электрический сигнал на второй вторичный прибор подается с выходного преобразователя первого вторичного прибора.

Для измерения давления и расхода воздуха в качестве первичных приборов применяются дифференциальные манометры. В настоящее время преимущественно используются дифманометры мембранные и сильфонные. Мембранные дифманометры с индукционным преобразователем ДМИ выпускаются двух модификаций: расходомеры ДМИ-Р и тягомеры (напоромеры) ДМИ-Т.

В качестве вторичных используются приборы, показывающие и самопишущие ДС-1, ДСРФ, ДСМР2 и ДСМ2 и самопишущие К.СД-2 и КСД-Р. Они предназначены для измерения и записи производительности и давления воздуха.

*Комплектная аппаратура автоматизации.* Для автоматизации вентиляторных установок главного проветривания выпускается комплектная аппаратура автоматизации. Современная аппаратура автоматизации обеспечивает работу вентиляторной установки без постоянного присутствия обслуживающего персонала и возможность оперативного регулирования режима работы вентилятора для поддержания оптимальных параметров проветривания.

На действующих шахтах эксплуатируется аппаратура автоматизации вентиляторов главного проветривания УК.ВГ и ЭРВГП-2, а также аппаратура автоматизации шурфовых вентиляторов АДШВ. Комплекты аппаратуры обеспечивают автоматическое управление и контроль состояния вентиляторной установки из машинного зала с диспетчерского пульта.

Эта аппаратура снята с производства и заменяется более совершенной серийно выпускаемой заводом ХЭМЗ унифицированной аппаратурой автоматизации шахтных вентиляторов УКАВ-2.

Аппаратура УКАВ-2 предназначается для автоматизации установок, оснащенных одним или двумя осевыми (нереверсивными или реверсивными) или центробежными вентиляторами (одностороннего или двустороннего всасывания) с электроприводом от синхронных (асинхронных) двигателей высокого и низкого напряжения, а также двухдвигательным реверсивным электроприводом вентиляторов встречного вращения.

Целесообразность применения той или иной системы электропривода и аппаратуры автоматизации определяется их технико-экономическими показателями, из которых основными являются экономическая эффективность и окупаемость дополнительных капитальных затрат.

### 3. Схемы установок. Установки с центробежными вентиляторами.

Технологическая схема установки с двумя вентиляторами типа ВЦ-25 или ВЦ-31,5 показана на рис. 14.2 а. При работе вентилятора / в режиме всасывания воздух из шахты выбрасывается через диффузор в атмосферу. Для реверсирования воздушного потока этим вентилятором лядами 5 и 3 перекрывается соответственно диффузор и общий подводящий канал, а с шахтой соединяется обводной канал. Свежий воздух при этом забирается из атмосферной будки, в которой открывается ляда 4, и через обводной канал вентилятором 1 нагнетается в шахту. Для работы вентилятора 2 ляда 6 поднимается и открывает подводящий канал этого вентилятора, а ляда 7 опускается, перекрывая канал вентилятора 1. Положения остальных ляд в режиме всасывания и нагнетания соответствуют их положениям при работе в этих режимах вентилятора 1. Для перемещения ляд служат лебедки с электрическим приводом 8, положение ляд контролируется конечными выключателями 9. Технологические схемы вентиляторных установок с вентиляторами ВЦД-2М, ВЦД-40 и ВРЦД-4,5 аналогичны и отличаются лишь типом и числом приводов.

При работе на всасывание ляда 5 работающего вентилятора 1 находится в верхнем положении, а аналогичная ляда резервного вентилятора 2 опущена и перекрывает подводящий канал. Ляда 5 атмосферной будки и отсекающая ляда 4 перекрывают проемы, связывающие всасывающую сторону вентилятора с атмосферой, а нагнетательную — со стволом шахты. Ляда 6 диффузора опущена и перекрывает проем обводного канала. При реверсировании воздушного потока ляды 4 и 5 переключают и открывают проемы, а лядой 6 перекрывают выходной канал диффузора

При этом засасываемый вентилятором воздух проходит через атмосферную будку, проем ляды 6, обводной канал, проем ляды 4 и нагнетается в ствол шахты.

*Установки с осевыми вентиляторами.* Шахтная установка главного проветривания с вентиляторами типа ВОД состоит из двух одинаковых вентиляторов, подключенных к главному вентиляционному каналу через разветвляющиеся подводящие каналы, в которых устанавливаются устройства для отключения неработающего (резервного) вентилятора от вентиляционной сети (рис. 14.2, б). При работе вентилятора 1 в режиме всасывания воздух засасывается из шахты и выбрасывается через диффузор в атмосферу. В случае реверсирования воздушного потока этим вентилятором путем изменения направления вращения приводного электродвигателя все ляды занимают то же самое положение, что и в нормальном режиме. Воздух при этом засасывается через диффузор из атмосферы и нагнетается в шахту. В случае перехода на проветривание вентилятором 2 в любом из режимов всасывания или нагнетания ляды переводятся в положения, показанные, пунктирными линиями. Ляда 3 при работе любого из вентиляторов занимает всегда верхнее положение и опускается лишь при остановке обоих вентиляторов или при противопожарных мероприятиях, перекрывая общий канал и исключая тем самым поступление воздуха из шахты или в шахту за счет естественной тяги.

Технологические схемы вентиляторных установок для всех вентиляторов типа ВОД практически аналогичны и отличаются лишь числом и типами ляд.

При применении реверсивных вентиляторов типа ВОД исключаются обводной канал, атмосферная будка и соответствующее вспомогательное оборудование, что существенно упрощает технологическую схему, уменьшает утечки воздуха и повышает надежность и эффективность работы таких вентиляторных установок.

Общий вид типовой компоновки шахтной вентиляторной установки, оснащенной вентиляторами ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50, показан на рис. 14.3. Установка состоит из двух вентиляторов 1 (рабочего и резервного) с приводными электродвигателями 2, вспомогательного оборудования 3 для переключения воздушной струи с рабочего вентилятора на резервный, глушителя шума 5, унифицированных комплектов аппаратуры автоматизации 4 и системы смазки 6.

Вентиляторная установка размещается в здании 8 на фундаменте. Собственно вентиляторы могут располагаться и вне здания, в зависимости от местных условий. В этом случае они должны иметь легкое укрытие или иротивошумную изоляцию. С шахтным стволом, вентиляторы соединяются подводящим воздух железобетонным каналом 7 прямоугольного сечения, который раздваивается на два канала круглого сечения, подходящие к входным отверстиям рабочего и резервного вентиляторов. Выходные железобетонные каналы — прямоугольного сечения. Они соединяются с общим для обоих вентиляторов глушителем шума 5, установленным на выходе воздуха из вентиляторной установки.

# ЛЕКЦИЯ № 15

## ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

### План:

1. Испытание вентиляторных установок
2. Обслуживание вентиляторных установок
3. Методика проектирования установки главного проветривания

**1. Испытание вентиляторных установок.** Испытания вентиляторных установок на горных предприятиях проводят полные и частичные. Целью полных испытаний является получение данных для построения индивидуальных характеристик. Частичные промышленные испытания вентиляторных установок производятся периодически для выявления фактических режимов работы и соответствия их области промышленного использования. При проведении испытаний используются приборы, установленные на вентиляторной установке для контроля ее параметров при эксплуатации, или применяются временно устанавливаемые приборы.

Для измерения давления применяются различные типы дифманометров, которые в горной практике обычно называют депрессиомером. Для наглядности рассмотрим измерение давлений в вентиляционном канале жидкостным U-образным депрессиомером.

Простейший U-образный депрессиомер состоит из изогнутой стеклянной трубки диаметром 5—8 мм, заполненной ртутью или подкрашенной водой. Между трубками помещена миллиметровая шкала.

Для измерения статического давления один конец U-образного депрессиомера 3 резиновой трубкой соединяется с отверстием в стенке вентиляционного канала 1 (рис. 15.1). Разность уровней  $h_{ст}$  жидкости в депрессиомере пропорциональна статическому давлению  $p_{ст}$ .

Поскольку давление в вентиляционном канале при всасывающей вентиляции меньше, а при нагнетательной больше атмосферного, уровень жидкости в канале трубки депрессиомера, сообщаемся с атмосферой, будет в первом случае ниже, а во втором выше, чем в канале, связанном с вентиляционным каналом.

При этом часто используется трубка Прандтля, имеющая два канала. Центральное отверстие канала 1 направляется навстречу потоку и служит для измерения полного давления  $p$ , а боковые отверстия канала 2—для измерения статического давления  $p_{ст}$ . Соединяя оба канала резиновыми (пневмоимпульсными) трубками с депрессиомером 4, можно замерить динамическое давление. Полное давление  $p$  замеряется подключением и депрессиомера 5 к каналу 1 трубки Прандтля. Его величина пропорциональна разности уровней 1 жидкости депрессиомера.

При значительной неравномерности статического давления по сечению давление измеряют в шести-восьми точках по периметру вентиляционного канала и находят его среднюю величину расчетным путем или при небольшой

неравномерности (менее 10%) с помощью интегральных трубок. Для этого по периметру вентиляционного канала 1 сверлят несколько равномерно распределенных отверстий и штуцерами соединяют их с трубкой 2, охватывающей канал по периметру и имеющей вывод 3 к манометру (рис. 15.2, и).

Для измерения производительности (расхода) вентиляторных станков на горных предприятиях применяются анемометры и дифманометры — расходомеры, подключаемые к трубкам Прандтля и интегральным трубкам полного напора. При испытаниях вентиляторов в стендовых условиях используются различные расходомеры: труба Вентури, измерительный коллектор ЦАГИ, измерительные диафрагмы и др.

Некоторые из этих приборов применяются также и при испытаниях вентиляторных установок в промышленных условиях.

Производительность  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) (расход) часто определяют по величине динамического давления при известном сечении  $F$  вентиляционного канала:

$$Q = c_{cp} F, \quad (15.1)$$

где  $c_{cp}$  — средняя скорость потока,

$$c_{cp} = \sqrt{2p_{d,cp} / \rho} \quad (15.2)$$

Среднее динамическое давление  $p_{d,cp}$  принимается в связи с неравномерным распределением скоростей потока по сечениям вентиляционных каналов и определяется замерами давления не в одной, а в ряде точек сечения. Если замеряются полные  $p$  и статические  $p_{ст}$  давления, то  $p_{d,cp}$  устанавливается по их средним значениям:

$$p_{d,cp} = p_{п,cp} - p_{ст,cp} \quad (15.3)$$

Осреднение можно осуществлять расчетным путем или с помощью осреднительных (интегральных) трубок (рис. 15.2, б) с отверстиями, направленными навстречу потоку. Отверстия располагаются в тех точках, где должно было производиться измерение трубками Прандтля. Воздух, попадающий в их отверстия, через выходной штуцер одного из концов трубок подводится к дифманометру; свободные концы трубок запаяны. Для измерения статического давления дифманометр соединяется также с выходным штуцером трубок, расположенных по периметру канала.

Промышленные испытания вентиляторных установок включают измерение производительности установки, давления, потребляемой вентилятором мощности, определение частоты вращения главного вала вентилятора, статического к. п. д. и внешних утечек при одном или различных режимах работы вентилятора. На шахтах используются различные методики аэродинамических испытаний вентиляторных установок.

В установках, не оборудованных приборами для контроля расхода и давления воздуха, количество воздуха, проходящее по вентиляционному каналу, определяют по скорости воздушного потока в вентиляционном канале, замеряемой при скорости до 5 м/с анемометрами крыльчатого типа и при скорости более 5 м/с анемометрами чашечного типа.

Расход воздуха  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) определяется по выражению

$$Q = F \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n c_i, \quad (15.4)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения вентиляционного канала, м<sup>2</sup>;  
 $n$  — число измерений по участкам, на которые разбито данное сечение;  
 $c_i$  — скорость потока воздуха на участке, м/с.

Величина участка принимается 0,5 м<sup>2</sup>, на каждом участке производится три замера по 30 с.

Статическое давление вентилятора определяется манометром в подводящем вентиляционном канале (перед рабочим колесом).

Наиболее просто и надежно определение производительности и давления осуществляется при измерении перепада статических давлений в двух сечениях вентиляционного канала разной площади. В качестве замерных станций могут быть использованы крестовины из двух труб, герметично уплотненные с концов и имеющие равномерно расположенные отверстия диаметром 3—4 мм по всей длине (см. рис. 15.2, б). Отверстия в трубках ориентируются на поток.

Производительность и давление определяются по формулам, полученным на основании уравнения Бернулли:

$$Q = \sqrt{\frac{2F_1^2(p_{1-1} - p_{2-2})}{\rho \left[ (1 + \xi) \frac{F_1^2}{F_2^2} - 1 \right]}}; \quad (15.5)$$

$$p_{y.cm} = p_{1-1} - \frac{\rho Q_0^2}{2F_1^2} \quad (15.6)$$

где  $p_{1-1}$ ,  $p_{2-2}$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  — соответственно давления потока в сечениях и площади сечений 1—1 и 2—2 вентиляционного канала;

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

$\xi = 0,1-0,2$  — коэффициент сопротивления на участке между сечениями;

$Q_0$  — производительность при установке направляющего аппарата под углом, равным нулю, м<sup>3</sup>/с.

Мощность  $N$  на валу вентилятора определяется по данным замеров активной мощности электропривода известными методами с помощью двух ваттметров; частота вращения  $n$  вала — по паспортным данным или измеряется тахометром.

Для изменения характеристик вентиляционной сети при испытаниях рекомендуется отсоединять установку от шахтной сети лядой канала и производить засасывание атмосферного воздуха через резервный вентилятор, регулируя сопротивление сети поворотом лопаток осевого направляющего аппарата.

В том случае, когда шахтную вентиляционную сеть отсоединить от вентиляторной установки не представляется возможным, различные режимы работы вентиляторов могут быть получены при одновременном поступлении воздуха из шахты и через резервный вентилятор.

По полученным при испытаниях вентиляторной установки значениям производительности, давления и к, п. д. определяют фактический режим ее работы. В случае, если режим находится вне области промышленного использования вентиляторной установки, производится его регулирование.

**2. Обслуживание вентиляторных установок.** Длительная и бесперебойная работа вентиляторов возможна при правильном уходе за ними.

В процессе эксплуатации вентиляторных установок главного проветривания производятся их осмотры, ревизии, ремонты и наладки. Осмотры вентиляторов и вспомогательного оборудования установок осуществляются ежемесячно при приемке смены машинистом или на автоматизированных установках — дежурным электрослесарем, ежедневно электрослесарем в дневную смену, еженедельно главным механиком или его заместителем и ежеквартально электрослесарем или бригадой под руководством механика. По результатам осмотров в пределах времени, выделенного на осмотр, проводится текущий ремонт. Дефекты и неисправности, замеченные при осмотрах, фиксируются в «Книге осмотра вентиляторных установок и проверки реверсирования». В эту же книгу заносятся результаты контрольных реверсирований установки, которые производятся не менее 2 раз в год. Наладочной бригадой под руководством механика осуществляются 1 раз в год ревизия и наладка вентиляторной установки и 1 раз в два года—технические испытания и наладка.

На основе материалов осмотров и текущих ремонтов и в зависимости от износа основных деталей и узлов агрегата составляются графики средних и капитальных ремонтов, проводимых с привлечением сил центральных мастерских или рудоремонтного завода.

Один раз в два года производят ревизию, технические испытания и наладку работы всех элементов вентиляторной установки наладочной бригадой специализированной организации.

Профилактический осмотр и ревизия вентиляторов местного проветривания типа ВМ-М производятся не реже 1 раза в полгода.

При обслуживании вентиляторов необходимо строго соблюдать периодичность замены смазки подшипников.

**3. Методика проектирования установки главного проветривания.**

*Выбор вентилятора и способа его регулирования.* Для выбора вентиляторов необходимо знать или определить требуемую производительность вентиляторной установки, депрессию шахты (рудника) за время ее эксплуатации (получаемые в результате расчета вентиляционной сети), т. е.  $p$  и  $rp_{\text{мх}}$  и соответствующие им значения производительности  $Q$ , а также иметь характеристики вентиляторов с обозначением областей их промышленного использования.

В первом приближении (или на первом этапе проектирования) необходимая производительность вентиляторной установки определяется по формуле

$$Q_в = Q_{\text{ш}} k_{y.в.}, \quad (15.7)$$

где  $Q_{III}$  — расход воздуха, потребный для проветривания шахты (рудника),  $m^3/c$ ;

$k_{y.в}$  — коэффициент, учитывающий утечки воздуха через надшахтные сооружения и каналы вентиляторов. Он принимается равным: 1,25 — при установке вентиляторов на скиповом стволе; 1,20 — на клетевом; 1,10 — на стволах и шурфах и 1,30 — на шурфах (которые используются для спуска и подъема материалов).

Более точный учет утечек воздуха через надшахтные сооружения и каналы вентиляторов может быть проведен суммированием утечек воздуха через отдельные элементы сооружений и их сопряжения, когда известны депрессия и параметры этих сооружений. Обычно такой учет производится на втором этапе проектирования. Кроме того, при выборе вентиляторов предусматривается дополнительный запас по их производительности не менее 20%.

Выбор вентиляторов производится по графикам областей их промышленного использования. Если полученные при расчете вентиляции шахты (рудника) значения производительности и депрессии для различных периодов эксплуатации не вписываются в область промышленного использования ни одного выпускаемого вентилятора, то анализируется возможность применения вентилятора с однократной сменой его приводного электродвигателя. Если и при этом не обеспечивается вписывание в область промышленного использования, то в течение срока службы предприятия предусматривается применение двух или более типов вентиляторов.

В случае возможности обеспечения необходимых расчетных режимов несколькими типами вентиляторов их окончательный выбор производится из условий минимальных годовых затрат на основе технико-экономического сравнения вентиляторов и с учетом всех других факторов.

*Определение резерва производительности вентилятора.* Для определения резерва производительности выбранного вентилятора в период максимального расхода воздуха необходимо на его аэродинамические характеристики наложить характеристику вентиляционной сети шахты, определив ее по формуле для минимального эквивалентного отверстия, — квадратическую параболу с вершиной в начале координат, проходящую через точку с координатами  $(Q, p_{max})$ . Абсцисса точки пересечения этой кривой с верхней или правой границей зоны промышленного использования вентилятора показывает значение максимально возможной производительности вентилятора. Резерв производительности вентилятора вычисляют по формуле

$$\Delta Q = \left( \frac{Q_{max}}{Q} - 1 \right) 100\%. \quad (15.8)$$

*Определение мощности вентилятора.* Мощность приводного двигателя вентилятора определяется для каждой ступени частоты его вращения при максимальном и минимальном эквивалентных отверстиях шахты за период ее эксплуатации

$$N = \frac{Q_p}{1000\eta_{y.cm}}.$$



Значения параметров  $Q$ ,  $p$ ,  $\eta_{y.ct}$  принимаются как координаты соответствующей рабочей точки на характеристике вентилятора.

Двигатель принимается мощностью

$$N_{дв} = kN_{max} \quad (15.9)$$

где  $N_{max}$  — максимальная мощность на валу вентилятора на данной ступени частоты вращения;  $k = 1,1-1,15$  — коэффициент запаса мощности на случай перегрузок.

*Расчет годовой стоимости эксплуатации вентиляторной установки.* Приведенные годовые затраты на эксплуатацию вентиляторной установки главного проветривания шахты определяются по формуле

$$C = C_э + C_a + C_p + C_{об} + C_m + E_n C_в, \quad (15.10)$$

где  $C_э$  — стоимость электроэнергии, расходуемой вентиляторной установкой в среднем за год, руб.;

$C_a$  — годовые амортизационные отчисления по вентиляторной установке, руб.;

$C_p$  — годовые затраты на ремонты, ревизии и наладки, у.е.;

$C_{об}$  — годовые затраты на обслуживание, у.е.;

$C_m$  — стоимость вспомогательных материалов, расходуемых на вентиляторную установку за год, у.е.;

$E = 0,14$  — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений;

$C_в$  — стоимость вентиляторной установки, у.е.

## ЛЕКЦИЯ № 16

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

#### План:

1. Назначение пневматических установок
2. Классификация компрессоров
3. Основные параметры компрессоров

**1. Назначение пневматических установок.** Пневматические установки на горных предприятиях предназначены для производства и транспортирования сжатого воздуха, применяемого для питания пневматических приводов горношахтного оборудования, бурильных и отбойных молотков, погрузочных и закладочных машин, комбайнов и лебедок, вентиляторов и др. Пневматические установки широко применяются на угольных шахтах, разрабатывающих крутые пласты, где по условиям безопасности запрещается применение электроэнергии и сжатый воздух является единственным видом энергии, и на рудниках, где добыча руды ведется буровзрывным способом. На других угольных шахтах и рудниках сжатый воздух используется ограниченно, в основном для вспомогательных машин и механизмов.

Пневматическая установка включает компрессорную станцию и воздухопроводную сеть.

При большом потреблении сжатый воздух вырабатывается стационарными компрессорными станциями, располагаемыми на поверхности. В случаях, когда необходимо относительно небольшое количество воздуха, особенно с мест, удаленных от ствола, используются передвижные компрессорные установки, располагаемые под землей на участках.

На некоторых горных предприятиях экономически целесообразным является применение системы воздухоснабжения с дожимными компрессорами. При использовании такой системы воздух, сжатый до давления всего 0,3—0,4 МПа в стационарной компрессорной станции на поверхности шахты (рудника), подается по воздуховодам к передвижным компрессорам, расположенным вблизи мест его потребления. В дожимных компрессорах давление воздуха повышается до требуемого значения. Экономия в затратах получается за счет уменьшения потерь энергии при транспортировании сжатого воздуха в связи с его меньшим давлением и потерями энергии на гидравлические сопротивления.

От стационарных компрессорных установок сжатый воздух транспортируется к потребителям по воздухопроводам пневматических сетей.

Пневматические сети современных горных предприятий состоят из разветвленных воздухопроводов с большим числом различных потребителей. Место разветвления называется узлом.

Трубопроводы между узлами, узлами и распределительными устройствами у потребителей называют магистральной сетью или просто магистралью (главная магистраль, участковая магистраль и т. д.). Ответвления труб, к которым подключаются потребители, называются концевыми

элементами. Общая длина воздухопроводов на некоторых шахтах и рудниках достигает десятков километров.

**2. Классификация компрессоров.** Компрессором называется машина, предназначенная для преобразования механической энергии привода в полезную потенциальную и кинетическую энергию газа. В компрессоре происходит повышение давления газа и перемещение его из области низкого в область высокого давления. На горных предприятиях компрессорами пневматических установок осуществляется сжатие воздуха.

*По способу сжатия газа* компрессоры делятся на две группы — *объемного сжатия* (компрессоры вытеснения), в которых давление газа (воздуха) повышается за счет уменьшения рабочего пространства; к ним относятся поршневые, винтовые, ротационные компрессоры и др.;

*кинетического сжатия*, в которых газ (воздух) сжимается в процессе принудительного движения газа (воздуха) при силовом взаимодействии с лопатками вращающихся колес, к ним относятся турбокомпрессоры — центробежные и осевые.

Первую группу компрессоров иногда также называют компрессорами вытеснения, а вторую — лопастными компрессорами из-за наличия в них лопастей (лопаток), с помощью которых осуществляется процесс сжатия,

*По конструкции рабочих органов* различают компрессоры: поршневые, лопастные (турбокомпрессоры), винтовые, ротационные и др.

*По роду сжимаемого газа* компрессоры делятся на воздушные, аммиачные, фреоновые и др.

*По величине создаваемого давления* различают:

компрессоры, называемые вакуум-насосами, отсасывающие газ (воздух) из пространства с вакуумом и сжимающие его до атмосферного или несколько большего давления;

воздуходувки (газодувки) — машины, сжимающие воздух (газ) до 0,3 МПа;

компрессоры низкого давления (0,3—1,0 МПа);

компрессоры среднего давления (1,0—10,0 МПа);

компрессоры высокого давления (10—250 МПа).

В горной промышленности наиболее широко применяются компрессоры низкого давления. Вакуум-насосы используются для отсасывания метана из угольных пластов.

**3. Основные параметры компрессоров.** Основными параметрами, характеризующими работу компрессора, являются: объемная производительность  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$  или  $\text{м}^3/\text{мин}$ ), приведенная к условиям всасывания; начальное (до сжатия)  $p_n$  и конечное (после сжатия)  $p_k$  (Па, кПа, МПа)

давление; степень повышения давления  $\varepsilon = \frac{p_k}{p_n}$ ; начальная  $T_n$  и конечная  $T_k$ ,

температура сжимаемого газа; мощность  $N$  (кВт) на валу компрессора. Различают избыточное (по отношению к атмосферному  $p_n$ ) и абсолютное (учитывающее атмосферное давление) давление; первое указывается в паспорте

компрессора, второе используется в термодинамических расчетах. Температура сжимаемого газа (воздуха) при термодинамических расчетах выражается в единицах Кельвина (К),  $T = 273 + t$ , где  $t$  — температура в градусах Цельсия ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Наибольшее распространение в горной промышленности получили компрессоры: двухступенчатые поршневые производительностью 10; 20; 30; 50; 100 м<sup>3</sup>/м центробежные производительностью 115; 250; 500 м<sup>3</sup>/мин и винтовые производительностью 5; 12,5; 25 м<sup>3</sup>/мин

Широко распространенные в ряде отраслей промышленности осевые турбокомпрессоры не применяются в горной промышленности из-за низкого конечного давления сжатого воздуха.

## ЛЕКЦИЯ № 17

### ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

#### План:

1. Принцип действия и классификация
2. Рабочий процесс поршневого компрессора
3. Действительный процесс в одноступенчатом компрессоре

**1. Принцип действия и классификация.** Поршневые компрессоры — это компрессоры объемного действия: процессы сжатия газа происходят в замкнутом пространстве, которым является внутренний объем рабочего цилиндра. Органом, воздействующим на газ с целью изменения его объема, служит поршень, перемещающийся внутри цилиндра. Цилиндры снабжены регулирующими органами — всасывающими и нагнетательными клапанами для осуществления всасывания, сжатия и нагнетания воздуха (газа) в сеть. Последовательное во времени осуществление трех стадий рабочего процесса — всасывания, сжатия и нагнетания — характерная особенность работы поршневого компрессора.

Поршневые компрессоры отличаются многообразием конструктивных схем и исполнений. Дополнительно к общей классификации компрессоров поршневые компрессоры разделяются по типу цилиндров, их расположению в пространстве и сочетанию.

*По типу цилиндров* — компрессоры с цилиндрами простого (рис. 17.1, а) и двойного (рис. 17.1, б) действия, а также с дифференциальным цилиндром (рис. 17.1, в). Последний используется только в многоступенчатых компрессорах.

*По числу ступеней* — одноступенчатые (рис. 17.1, а), двухступенчатые (рис. 17.1, д, е, ж, з), трехступенчатые и более. В современных компрессорах число ступеней не превышает обычно семи.

*По числу цилиндров* — одноцилиндровые (рис. 17.1, а, б), двухцилиндровые (рис. 17.1, в, ж, з, г), трехцилиндровые и более. На рис. 17.1, г изображена схема одноступенчатого двухцилиндрового компрессора.

*По числу рядов*, в которых располагаются цилиндры, — (одно рис. 17.1, ж), двух- (рис. 17.1, з) и многорядные.

*По ориентации цилиндров* — горизонтальные, вертикальные и угловые (с углом между цилиндрами): прямоугольные (рис. 17.1, е), V-образные (рис. 17.1, д) и др.

В горной промышленности все большее применение находят горизонтальные компрессоры, выполненные по оппозитным схемам, со встречным (оппозитным) движением поршней, обеспечивающим уравновешенность поршневых сил.

Компрессоры, выполненные по оппозитным схемам, из-за уравновешенности поршневых сил весьма перспективны и находят все большее применение в горной промышленности.

В качестве приводов поршней компрессоров обычно применяются кривошипно-шатунные механизмы, состоящие из штока (см. рис. 17.1, *a*), крэйцкопфа 2, шатуна 3, кривошипа 4 и предназначенные для преобразования вращательного движения при вращении в возвратно-поступательное движение поршня. Приводы небольших компрессоров могут не иметь крэйцкопфа, при этом шатун посредством шарниров непосредственно соединяется с поршнем

**2. Рабочий процесс поршневого компрессора.** Рабочий процесс в идеальном поршневом компрессоре удобно рассматривать, воспользовавшись диаграммой процесса в системе координат  $p - v$  (рис. 17.2, *a*).

Крайнее правое положение поршня в цилиндре соответствует точке 1 — цилиндр заполнен воздухом (газом) с параметрами  $p_1, v_1$  и  $T_1$ , всасывающий клапан закрыт. При движении влево поршень сжимает заключенный в цилиндре воздух (газ). Процесс сжатия характеризуется в общем случае политропой 1-2 и заканчивается в точке 2, в которой газ характеризуется параметрами  $p_2, v_2$  и  $T_2$ . В зависимости от условий сжатие может осуществляться по изотерме 1-2'', политропе 1-2, адиабате 1-2' и политропе 1-2'' с большим значением показателя  $n$ .

В идеальном компрессоре, в котором отсутствует сопротивление нагнетательных клапанов, момент окончания сжатия совпадает с моментом открывания нагнетательных клапанов и началом нагнетания газа в напорный трубопровод. При движении поршня от точки 2 до точки 3 воздух из цилиндра выталкивается в нагнетательный трубопровод, при этом давление  $p_2$  и температура  $T_2$  изменяются. Процесс протекает по линии 2—3 (2'—3, 2''—3, 2'''—3), которая называется линией нагнетания. В крайнем левом положении поршня (точка 3) нагнетательный клапан (клапаны) закрывается. С началом движения поршня вправо давление в цилиндре падает до давления  $p_1$  во всасывающем трубопроводе и открывается всасывающий клапан. При движении поршня вправо происходит процесс заполнения цилиндра газом (всасывание); линия 4—1 называется линией всасывания. Процесс всасывания заканчивается в точке 1, и затем цикл повторяется.

Работа, затрачиваемая в цикле компрессора, пропорциональна площади  $f$  диаграмм:

работа сжатия

$$L_{сж} = Rf_{1-2-6-7}; \quad (17.1)$$

работа нагнетания

$$L_H = Rf_{2-3-5-6}; \quad (17.2)$$

работа всасывания

$$L_{вс} = Rf_{1-4-5-7}; \quad (17.3)$$

Здесь  $R$  — масштабный коэффициент.

Знак «минус» в выражении (17.3) указывает, что в момент всасывания система вместе с поступающим газом получает извне часть энергии, на величину которой уменьшается общее количество работы за цикл.

Таким образом, суммарная работа цикла компрессора

Приводя затраченную работу к удельной, т. е. к работе, затрачиваемой на сжатие 1 кг газа, получаем

**3. Действительный процесс в одноступенчатом компрессоре.** Работа реального компрессора и термодинамические процессы, совершающиеся при этом, в действительности значительно отличаются от работы и процессов, происходящих в идеальном компрессоре. Это отличие прежде всего заключается в том, что в цилиндре реального компрессора после окончания процесса нагнетания (крайнее левое положение поршня) остается определенное количество газа объемом  $v_0$  сжатого до давления, нагнетания  $p_3$ . Во время процесса всасывания этот газ расширяется и заполняет часть объема цилиндра, уменьшая производительность компрессора. Поэтому пространство цилиндра, заполняемое этим остаточным газом, называется «вредным».

Вредный объем газа складывается из объема, образующегося в зазоре между поверхностью поршня (до первого уплотнительного кольца) и поверхностью цилиндра, а также объема клапанной коробки и газовых каналов в клапане до рабочей пластины.

Второй особенностью работы реального компрессора является тот факт, что при его работе происходит непрерывное изменение параметров состояния  $p$ ,  $v$  и  $T$ , обусловленное наличием затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при перемещении газа внутри цилиндра от приемного трубопровода до напорного, а также наличием теплообмена, имеющего различную интенсивность для каждого момента цикла компрессора.

Диаграмма цикла реального компрессора изображена на рис. 17.2, б. На этой же диаграмме для сравнительной оценки пунктирными линиями нанесена диаграмма  $1-1'-3-3'$  для случая, если бы компрессор работал по идеальному циклу, а расширение газа, оставшегося во вредном пространстве, не влияло бы на производительность компрессора. Действительный цикл компрессора отличается от теоретического.

*Процесс сжатия* (линия  $1-2$ ) в общем случае происходит по политропе с переменным в течение сжатия показателем  $n$ . Сжатие заканчивается в точке 2 при давлении, которое больше давления в напорном трубопроводе  $p_3$  на величину  $\Delta p_n = p_2 - p_3$ . Перепад давлений  $\Delta p_n$  необходим для преодоления сопротивления пружин напорного клапана и сил инерции подвижных элементов последнего.

Процесс нагнетания (линия  $2-3$ ) после открывания клапанов характеризуется уменьшением давления (уменьшается необходимый перепад давлений) и затем некоторым его возрастанием до  $p_3$ , в связи с увеличением скорости поршня и, следовательно, скорости газа. Максимальное значение давления соответствует максимуму скорости поршня в его среднем положении.

## ЛЕКЦИЯ №18

### ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

#### План:

1. Производительность поршневого компрессора
2. Регулирование поршневых компрессоров
3. Номенклатура и конструкция шахтных поршневых компрессоров.

#### 1. Производительность поршневого компрессора.

Производительность поршневого компрессора (м<sup>3</sup>/мин) соответственно для цилиндров одинарного и двойного действия:

$$Q = \lambda F_1 s n \text{ и } Q = \lambda (F_1 + F_2) s n \quad (18.1)$$

где  $\lambda$  - коэффициент, учитывающий влияние различных факторов, имеющих место при работе реального компрессора и приводящих к ее уменьшению;

$F_1$  и  $F_2$  — площади поршня с одной и другой стороны, м<sup>2</sup>;

$s$  - ход поршня, м.

Коэффициент  $\lambda$  называют коэффициентом производительности. Он состоит из комплекса коэффициентов (объемного, давления, герметичности, подогрева, влажности):

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_p \lambda_\Gamma \lambda_T \lambda_B \quad (18.2)$$

Для современных поршневых компрессоров  $\lambda = 0,7 \div 0,90$ .

*Объемный коэффициент*  $\lambda_0$  учитывает снижение производительности из-за наличия вредного пространства и представляет собой отношение объемов рабочего  $v_p$  к геометрическому  $v_T$

$$\lambda_0 = \frac{v_p}{v_T} \quad (18.3)$$

где  $v_p = v_T + v_0 - v_4$ . Учитывая, что масса газа в точках 3 и 4' одна и та же, и применяя уравнение политропы, можно написать:

$$v_0 p^{1/n_3} = v_4 p^{1/n_1}$$

Откуда 
$$v_4 = v_0 \left( \frac{p_3}{p_1} \right)^{1/n}$$

$$\lambda_0 = \frac{v_T + v_0 - v_0 \left( \frac{p_3}{p_1} \right)^{1/n}}{v_T} = 1 - a(\varepsilon^{1/n} - 1) \quad (18.4)$$

Подставляя в (18.3), получаем

где  $a$  — относительная величина вредного пространства,  $a = \frac{v_0}{v_T}$ ;  $\varepsilon$  — степень

повышения давления,  $\varepsilon = \frac{p_3}{p_1}$



В современных компрессорах  $a = 0,02 \div 0,1$  и имеет большее значение для цилиндров высокого давления. При конструировании компрессоров стремятся к максимальному увеличению  $\lambda_0$  путем уменьшения вредного пространства, т. е. величины  $a$ .

Вредное пространство является одним из факторов, лимитирующих степень повышения давления в одной ступени. Это вытекает из уравнения (18.4). При достаточно большом значении  $\varepsilon$  величина  $\lambda_0$  может быть равна нулю, т. е.

$$\varepsilon^{1/n} - 1 = \frac{1}{a}$$

куда предельная степень повышения давления

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{a} + 1\right)^n \quad (18.5)$$

Так, при  $a=0,1$  и политропе расширения  $n=1,2$  предельное

Значение  $\varepsilon = 17,8$ . физически это означает, что при указанных параметрах компрессор будет работать вхолостую. Газ, заключенный во вредном пространстве, будет заполнять весь объем цилиндра при всасывании.

*Коэффициент давления*  $\lambda_p$  учитывает уменьшение производительности компрессора, обусловленное тем, что давление воздуха (газа) в цилиндре при всасывании чиже давления  $p_1$  во всасывающем трубопроводе ( $\lambda_p \approx 0,90 \div 0,95$ ).

*Коэффициент герметичности*  $\lambda_g$  учитывает снижение производительности из-за утечек газа из области нагнетания в область всасывания или в атмосферу через зазоры между цилиндрами и поршневыми кольцами, в сальниках и рабочих клапанах ( $\lambda_g 0,95-0,98$ ).

*Коэффициент подогрева*  $\lambda_t$  учитывает снижение действительной производительности по сравнению с теоретической из-за уменьшения удельного объема газа в связи с его нагревом в цилиндре при всасывании.

*Коэффициент влажности*  $\lambda_v$  используется в случае учета снижения производительности из-за конденсации влаги в процессе сжатия. Это изменение для воздуха мало, и применительно к шахтным компрессорам  $\lambda_v$  можно не учитывать при расчете производительности.

**2. Регулирование поршневых компрессоров.** *Регулирование производительности* компрессоров приходится осуществлять в связи с переменным расходом сжатого воздуха в сети.

Кратковременное несоответствие расхода и производительности компрессоров (компрессора) компенсируется воздухоборником, устанавливаемым на компрессорной станции при использовании поршневых компрессоров, и емкостью пневматической сети. В других случаях регулирование осуществляется специальными системами регулирования, которые должны обеспечивать плавность изменения производительности и экономичность регулирования.

Регулирование производительности может осуществляться периодически прекращением подачи воздуха в сеть, ступенчатым и плавным изменением производительности. Периодическое прекращение подачи может производиться остановкой компрессоров. Ступенчатое регулирование

производительности компрессорной станции эффективно производить изменением числа одновременно работающих компрессоров. Плавное регулирование может осуществляться следующими способами.

Регулирование изменением частоты вращения привода наиболее экономично с точки зрения затрат энергии на сжатие. Однако из-за большой сложности регулируемого электрического привода этот способ не нашел пока практического применения на поршневых компрессорах, применяемых в горной промышленности.

Регулирование дросселированием на линии всасывания, т. е. увеличение сопротивления (частичным перекрытием) всасывающего трубопровода, обеспечивает понижение давления во всасывающей полости цилиндра компрессора с  $p_1$  до  $p_{1\text{пер}}$ . Это приводит к уменьшению количества поступающего воздуха (газа) в цилиндр за один ход поршня с  $v_1$  до  $v_{1\text{пер}}$  (рис. 18.1, а). При этом увеличиваются степень повышения давления воздуха и его конечная температура, что недопустимо для шахтных компрессоров. Регулирование дросселированием всасывания не получило распространения.

Регулирование перепуском воздуха (газа) с нагнетания на всасывание с помощью, например, байпасного трубопровода обеспечивает изменение производительности компрессора и при нулевой производительности получение холостого хода. Способ регулирования неэкономичен и может приводить к повышению температуры.

Регулирование отжимом всасывающих клапанов основано на том, что при сжатии часть сжимаемого воздуха при неполном (негерметичном) закрывании всасывающих клапанов выталкивается обратно во всасывающий трубопровод.

Для регулирования этим способом всасывающие клапаны снабжаются специальным устройством, отжимающим пластины клапанов при сжатии.

Индикаторная диаграмма цилиндра с регулирующим устройством для отжима пластин клапанов приведена на рис. 18.1, б, ее площадь заштрихована. На том же рисунке пунктиром показана для сравнения индикаторная диаграмма при выключенном устройстве или его отсутствии.

Регулирование воздействием на всасывающие клапаны является простым и распространенным способом снижения производительности поршневых компрессоров общего назначения. Недостатком способа являются затраты энергии при холостом ходе компрессора, которые составляют около 15% мощности, потребляемой компрессором при полной нагрузке.

Регулирование включением дополнительных вредных пространств позволяет снизить производительность за счет уменьшения количества всасываемого воздуха (газа). Сжатый при нагнетании воздух (газ), заключенный в дополнительном вредном пространстве, во время всасывания частично заполняет рабочее пространство цилиндра, уменьшая соответственно производительность компрессора.

По экономичности этот способ регулирования равноценен регулированию отжимом пластин всасывающего клапана.

Последние три способа применяются для регулирования производительности поршневых компрессоров на горных предприятиях.

### 3. Номенклатура и конструкция шахтных поршневых компрессоров.

В горной промышленности применяется большое число типов поршневых компрессоров. В настоящее время выпускаются и рекомендуются к применению в качестве стационарных воздушные угловые модернизированные компрессоры типа П (302ВП-10/8, 202ВП-20/8, 305ВП-30/8, рис. 18.2) и воздушные многорядные компрессоры с горизонтальным расположением цилиндров типа М. (4М10-100/8, рис. 18.3, 2М10-50/8). Условное обозначение компрессоров типа П: буквы ВП — воздушный прямоугольный, за буквами в числителе дроби — производительность ( $\text{м}^3/\text{мин}$ ), в знаменателе — избыточное давление нагнетания ( $\text{кг}/\text{см}^2$ ), цифры перед буквами показывают номинальную нагрузку на шток (тс), цифра, стоящая перед нулем, — номер модификации модернизированного компрессора

В условном обозначении компрессоров типа М: М — многорядная база, 10 — величина поршневой силы (тс) одного ряда (поршневой силой называется сумма действующих на поршень сил: давления воздуха в цилиндре, инерции движущихся возвратно-поступательных масс и трения); числитель дроби — производительность компрессора ( $\text{м}^3/\text{мин}$ ), знаменатель дроби — избыточное давление ( $\text{кгс}/\text{см}^2$ ), цифра перед буквой М — число цилиндров. Компрессоры типа М имеют горизонтально расположенные два или четыре цилиндра, промежуточный холодильник между первой и второй ступенями. Компрессоры выполнены по оппозитной схеме. Их кривошипно-шатунные механизмы расположены по обе стороны коленчатого вала: причем кривошипы смежных рядов сдвинуты на  $180^\circ$  и имеют взаимно противоположное движение, что обеспечивает уравновешенность движущихся масс (компрессор выполнен без маховика) и поршневых сил.

В горной промышленности широко применяются также следующие компрессоры более ранних выпусков: ВП-50/8, ВП-20/8М, 2ВГ-100/8, 5Г-100/8, 55В и др. Наиболее ответственными узлами поршневых компрессоров являются воздухораспределительные устройства — клапаны.

От их работы в значительной мере зависят удельный расход энергии и производительность компрессора. В современных поршневых компрессорах применяются самодействующие пластинчатые клапаны, открывание и закрывание которых происходит автоматически под действием разности давлений воздуха (газа) на пластины клапана со стороны цилиндра и всасывающего или нагнетательного патрубка компрессора.

Основными элементами клапанов (рис. 18.4) являются клапанные пластины (одна или несколько), седло, ограничители хода пластин и пружины (роль последних могут выполнять также самопружинящие пластины).

К основным параметрам, определяющим работу клапана, относятся: площадь проходного сечения, гота подъема пластин, скорость воздуха (газа) в каналах клапанах и натяг пружин. Для спокойной и бесшумной работы высота подъема пластин принимается 2—4 мм.

Пластинчатые клапаны снабжаются пластинами в форме дисков колец, полос и называются дисковыми, кольцевыми, полосовыми. По направлению потока воздуха относительно пластин клапаны делятся на клапаны с

перпендикулярным (непрямоточные) и параллельным (прямоточные) расположением пластин.

Названные выше клапаны (дисковые, кольцевые и полосовые) относятся к первой группе непрямоточных клапанов, у которых воздух (газ) многократно изменяет направление. Вторая группа клапанов — прямоточные снабжаются пружинными пластинами, которые под давлением отгибаются по профилю седла, и воздух через клапан проходит, не изменяя своего направления, что обеспечивает им ряд преимуществ: большее проходное сечение при одинаковых размерах клапанов, уменьшение потерь давления, меньшие объемы вредного пространства и массу пластин, герметичность прилегания пластин к опорным поверхностям и др.

Клапаны должны удовлетворять следующим общим требованиям: обеспечивать плотность закрывания каналов, обладать минимальной инерционностью и достаточным быстродействием, иметь малый объем вредного пространства и незначительное сопротивление протеканию газа, обладать износоустойчивостью и прочностью. Пластины клапанов работают в сложных условиях — знакопеременных нагрузок и температур 430—450 К, поэтому их изготавливают из высококачественных легированных сталей. В процессе работы клапанные коробки должны интенсивно охлаждаться.

Цилиндры низкого и среднего давления компрессоров отливаются из чугуна высокого качества, а высоких давлений много-ступенчатых компрессоров — из стали. Поршни - чугунные.

Компрессоры двойного действия снабжаются кривошипно-шатунными механизмами с крейцкопфными головками. Ползун головки соединяется наглухо со штоком поршня и шарнирно посредством пальца с шатуном. У компрессоров одностороннего действия шатун непосредственно соединяется с поршнем. Другим концом шатун соединяется с коленчатым валом. Коленчатый вал в зависимости от числа шатунов имеет одно или несколько колен, расположенных между опорными шейками вала.

В поршневых компрессорах широко используются подшипники скольжения, применяющиеся для коренных валов компрессоров производительностью до 100 м<sup>3</sup>/мин (компрессоры 1РГ-100/8, 4М10-100/8 и др.). Подшипники качения применяются главным образом для коренных валов компрессоров производительностью до 50 м<sup>3</sup>/мин (компрессоры типа П). Коленчатый вал снабжается маховиком, необходимым для выравнивания хода поршня. Обычно он является и шкивом. Если ротор двигателя насажен на вал компрессора, то он выполняет и роль маховика.

## ЛЕКЦИЯ № 19

### ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ И РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ

#### План:

1. Принцип действия и устройство компрессора
2. Рабочий процесс центробежного компрессора
3. Номенклатура и конструкция центробежных компрессоров и установок
4. Классификация компрессоров
5. Рабочий процесс винтового компрессора и его производительность.

**1. Принцип действия и устройство компрессора.** По принципу действия центробежные компрессоры аналогичны центробежным вентиляторам и насосам. Сжатие воздуха (газа) осуществляется аэродинамическими силами, возникающими при взаимодействии лопаток вращающегося рабочего колеса с потоком воздуха (газа).

Поскольку степень повышения давления в одном рабочем колесе (в одной ступени) невелика, на горных предприятиях применяются многоступенчатые компрессоры, состоящие из нескольких ступеней, в которых воздух сжимается последовательно. При этом поток воздуха из предыдущей в последующую ступень может поступать непосредственно или проходя через промежуточный холодильник и охлаждаясь в нем. Ступень, из которой поток поступает в промежуточный холодильник или в пневматическую сеть, называют концевой.

К рабочему колесу воздух (газ) подводится через входное устройство, которое должно обеспечивать равномерное распределение скорости потока по его сечению. Для этого входное устройство выполняется тщательно спрофилированным и с конфузورным характером течения потока. Скорость входа потока в рабочие колеса современных центробежных компрессоров достигает 100—150 м/с и более. Увеличение скорости благоприятно сказывается на равномерности потока и позволяет уменьшать габариты компрессора.

Для предварительного закручивания потока перед рабочим колесом входные устройства некоторых компрессоров, например френовых, снабжаются лопастным направляющим аппаратом, аналогичным направляющим аппаратам вентиляторов (см. рис. 19.1).

Из рабочего колеса *1* поток сжатого воздуха (газа), абсолютная скорость которого достигает 500—600 м/с, попадает обычно в кольцевой безлопаточный диффузор *2* и далее в диффузор *3* (рис. 19.1). Диффузор *2* представляет собой кольцевое пространство небольшой радиальной протяженности и служит в основном для выравнивания поля скоростей потока, выходящего из рабочего колеса. Диффузор *3* может быть выполнен лопаточным или реже канальным. Он предназначен для преобразования кинетической энергии в потенциальную. Процесс преобразования в нем происходит с большей эффективностью, чем в безлопаточном диффузоре. Из лопаточного диффузора *3* промежуточной секции компрессора поток поступает по колену *4* в обратный направляющий

лопаточный аппарат 5, который одновременно играет роль и диффузора, дополнительно преобразующего кинетическую энергию потенциальную.

Из лопаточного диффузора 3 концевой секции компрессора поток поступает в выходное устройство — спиральную камеру (улитку) и далее в концевой диффузор.

По сравнению с поршневыми центробежные компрессоры имеют следующие преимущества: большую компактность (меньшие габариты и массу компрессора и фундамента); отсутствие масс с возвратно-поступательным движением, а также всасывающих и нагнетательных клапанов (имеется обратный клапан); большую частоту вращения приводного вала и высокую производительность компрессора (обычно более 100 м<sup>3</sup>/мин) равномерность подачи сжатого воздуха; безопасность работы в связи с отсутствием примесей смазочного масла в сжатом воздухе; малый расход смазочного масла; возможность прямого соединения с быстроходной турбиной или электродвигателем; более дешевое обслуживание.

Недостатки центробежных компрессоров: трудность и даже невозможность изготовления компрессоров малой производительности; несколько меньший к. п. д. самого компрессора; ограниченность степени сжатия и трудность получения высоких давлений (Для горных предприятий, где в основном требуются небольшие давления, этот недостаток не существен); возможность устойчивой работы в определенных границах производительностей как у всех турбомашин, более сложная параллельная работа; невозможность частых включений и выключений компрессора.

Центробежные компрессоры предпочтительнее применять при больших производительностях компрессорных станций (200 м<sup>3</sup>/мин).

**2. Рабочий процесс центробежного компрессора.** Рабочий процесс начинается во входном устройстве компрессора, где в связи с конфузорным характером течения потока возрастают его скорость и кинетическая энергия, а за счет потерь энергии несколько возрастает и температура.

В рабочем колесе происходит непрерывный процесс сжатия, характеризующийся изменением термодинамических параметров состояния  $p$ ,  $v$  и  $T$ . С увеличением давления одновременно возрастает и температура. В турбокомпрессорах отсутствует резко выраженное разделение процессов, составляющих рабочий цикл, как это имеет место у поршневых компрессоров. Работа, затрачиваемая на сжатие, расходуется на повышение потенциальной и кинетической энергии потока, а также на преодоление гидравлических сопротивлений в каналах.

Процесс сжатия подчиняется общим закономерностям. При отсутствии охлаждения воздуха внутри проточной части ступени (секции) центробежного компрессора процесс сжатия воздуха в рабочем колесе можно считать адиабатным, т. е. без теплообмена с окружающей средой. Тогда процесс сжатия в идеальном компрессоре в системе координат  $T$  —  $\delta$  будет характеризоваться адиабатой 1—2, а полная работа, затраченная на сжатие, площадью 5—1—2—3—4.

Действительный процесс сжатия является политропным, так как происходит нагрев сжимаемого воздуха (газа) за счет превращения в тепло энергии, затрачиваемой на преодоление трения. Процесс сжатия протекает по политропе 1-2, и работа сжатия эквивалентна площади  $б-2-3-4-б$  на диаграмме  $T — .5$ . С учетом внутренних потерь удельная работа сжатия в рабочем колесе может быть определена по формуле

Рабочий процесс сжатия воздуха (газа) протекает после рабочего колеса — в диффузорах: безлопаточном, лопаточном, в обратном направляющем аппарате промежуточной секции, а также в выходном за концевой секцией. В диффузорах происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную энергию давления, которое сопровождается повышением температуры сжимаемого воздуха (газа) на выходе из компрессора.

Для многоступенчатого компрессора справедливы теоретические основы многоступенчатого сжатия.

В турбокомпрессорах ввиду значительной степени сжатия применяют охлаждение сжимаемого газа. При этом охлаждение может производиться следующими способами: охлаждение подачей воды в специальные полости внутри корпуса компрессора, способ дорогой и малоэффективный; охлаждение воздуха (газа) в вынесенных промежуточных холодильниках после каждой секции, в которой несколько рабочих колес;

комбинированное охлаждение воздуха (газа) (сочетание первого и второго вариантов), конструктивно сложный и дорогой, наиболее эффективный способ.

В компрессорах, эксплуатируемых на горных предприятиях, применяется охлаждение в вынесенных холодильниках.

*Характеристики центробежных компрессоров.* Характеристиками центробежных компрессоров называются зависимости  $p=f(Q)$ ,  $N=f_1(Q)$  и  $\eta = f_2(Q)$ . На рис. 19.2 показан примерный характер этих зависимостей при постоянной частоте вращения ротора компрессора,  $n=const$ . Рабочий режим компрессора, как и других центробежных машин (насосов, вентиляторов), находится в точке пересечения его характеристики  $p=f(Q)$ , с характеристикой  $I$  внешней сети, которой в данном случае является пневматическая сеть. Производительность центробежного компрессора, в отличие от поршневого, существенно зависит от давления сети. Характеристики центробежных компрессоров имеют максимум. Номинальный режим работы компрессора соответствует  $\eta_{max}$  и характеризуется параметрами  $Q_n$ ,  $p_n$  и  $N_n$ , режим работы компрессора в точке  $R$  будет критическим, параметры соответствующие этому режиму, — критическими.

Рабочие режимы в точках, расположенных на правой ветви характеристики, являются устойчивыми. Если из-за уменьшения расхода воздуха из сети рабочий режим окажется в точке, расположенной на левой ветви характеристики, то работа компрессора будет неустойчивой и может возникнуть явление *п о м п а ж а*, при котором наблюдаются падение производительности и давления, сотрясения машины и воздухопроводов. Помпаж вредно воздействует на компрессоры, и при их эксплуатации

принимаются меры для исключения их работы на левой ветви характеристики. В конструкциях компрессорных установок для предотвращения помпажа предусматриваются специальные антипомпажные устройства.

Антипомпажное устройство имеет один или несколько быстродействующих клапанов, соединяющих нагнетательный патрубок или часть ступеней компрессора с атмосферой и срабатывающих от датчика, если режим работы компрессора приближается к критическому. При срабатывании антипомпажного устройства сжатый воздух частично уходит в атмосферу увеличивается расход воздуха через компрессор и точка совместной работы компрессора с сетью смещается вправо от критической.

Как и для вентиляторов, для компрессоров строятся универсальные характеристики. В практике применения компрессоров на горных предприятиях ими пользуются редко.

*Регулирование центробежных компрессоров.* Регулирование параметров работы центробежных компрессоров, как и центробежных насосов, возможно следующими способами: дросселированием на линии нагнетания или всасывания, изменением частоты вращения, поворотом лопаток направляющего входного аппарата.

*Регулирование дросселированием на линии нагнетания* состоит в искусственном изменении характеристики сети путем увеличения ее сопротивления при закрывании задвижки или дросселя, установленного в начале сети. Этот способ регулирования самый неэкономичный, так как в дросселе теряется часть энергии, сообщенной воздуху (газу) в компрессоре, и значительно увеличиваются (в зависимости от глубины регулирования) удельные затраты энергии на 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха.

*Регулирование дросселированием на линии всасывания.* При этом способе регулирования изменяются характеристики компрессора  $p=f(Q)$  и  $N=f_1(Q)$ , смещаясь вниз от номинальной (рис. 19.3). Характеристики, получаемые при дросселировании, можно построить, принимая неизменными температуру воздуха на входе в рабочее колесо ( $T'=T$ ), степень повышения давления ( $\varepsilon'=\varepsilon$ ) и газовую постоянную ( $R'=R$ ) на основе формул пропорциональности:

$$p'_k = \frac{p'_n}{p_n} p_k; Q'_k = \frac{p'_n}{p_n} Q_k; N'_k = \frac{p'_n}{p_n} N_k; \quad (19.1)$$

При снижении давления всасывания с  $p_n$  до  $p'_n$  параметры воздуха (газа) на выходе  $Q'$ ,  $p_k$ ,  $N$  из компрессора изменяются до  $Q'$ ,  $p'_k$ ,  $N'$ . Точке  $A$  на характеристике соответствует  $[p_k = f(Q)]$  точка  $A_1$  на характеристике  $[p_k = f(Q')]$  при дросселировании:  $r$  и  $r_1$  — критические точки на этих характеристиках.

Регулирование дросселированием на линии всасывания примерно на 6—8% более экономично, чем на линии нагнетания, особенно при больших степенях сжатия. При этом способе также уменьшается на характеристике область неустойчивой работы компрессора, что важно для обеспечения надежной эксплуатации компрессоров. С учетом этих преимуществ способ регулирования режима работы дросселированием воздуха во всасывающем



патрубке широко применяется для поддержания требуемой производительности компрессоров, эксплуатируемых на горных предприятиях.

*Регулирование закручиванием потока перед рабочим колесом* с помощью лопаточного направляющего аппарата в компрессорах аналогично регулированию вентиляторов. В воздушных центробежных компрессорах направляющие аппараты обычно не предусматриваются, в связи с чем этот способ не применяется для регулирования режимов работы таких компрессоров. Однако способ находит применение например во фреоновых компрессорах, используемых в холодильных машинах. При регулировании данным способом достигается выигрыш в затратах удельной энергии до 20%.

*Регулирование изменением частоты вращения ротора компрессора* теоретически наиболее экономично, но связано с необходимостью иметь регулируемый привод и в горной промышленности не применяется.

Таким образом, в настоящее время воздушные центробежные компрессоры регулируются только путем дросселирования воздуха во всасывающем патрубке.

### **3. Номенклатура и конструкция центробежных компрессоров и установок**

В горной промышленности для сжатия воздуха применяются центробежные турбокомпрессорные установки хабаровского завода «Энергомаш» — К-500-61-1, К-250-61-1 (снят с производства) и К-250-61-2 и Казанского компрессорного завода — ЦК-135/8 и ЦК-115/9. В обозначении: К — компрессор, Ц — центробежный, цифра после букв обозначает производительность компрессора в м<sup>3</sup>/мин. Компрессорная установка (рис. 19.4) состоит из собственно турбокомпрессора, промежуточных холодильников, привода с редуктором и системы смазки.

Центробежные турбокомпрессоры (рис. 19.4) выполняются многоступенчатыми и делятся на секции из двух-трех ступеней (рабочих колес) в каждой. Причем колеса одной секции изготавливаются одинакового диаметра, а колеса различных секций — разного диаметра. Между ступенями сжатый воздух охлаждается, проходя через промежуточные холодильники.

Рабочие колеса современных центробежных компрессоров — закрытого типа, т. е. имеют передние и задние диски; снабжены лопатками, загнутыми назад с выходным углом 40—50°; число лопаток 14—28. Такие колеса работают при сравнительно высоких окружных скоростях (200—300 м/с) и обеспечивают большие напоры при сравнительно небольших габаритах. Вал ротора гибкий, т. е. рассчитан таким образом, чтобы его номинальная частота вращения превышала критическую скорость. Из-за большой частоты вращения ротора в турбокомпрессорах используются подшипники скольжения с залитыми баббитом вкладышами из стали. Смазка подшипников принудительная.

Компрессоры снабжаются внутренними (по покрывным дискам рабочих колес, валу и думмису) и концевыми (по валу) лабиринтными уплотнениями, которые уменьшают перетоки воздуха, газа между ступенями внутри машины, подсос воздуха и его утечки из компрессора.

Компрессоры К-500-61-1 (см. рис. 18.6), К-500-61-2 и К-250-61-1 имеют аналогичную конструкцию узлов и подобные характеристики. Компрессоры имеют по шесть ступеней сжатия, их рабочие колеса / объединены в три секции, по два колеса в секции. С помощью диафрагм 6 внутренняя камера корпуса делится на ступени давления. Каждая диафрагма снабжена канальным Диффузором и обратным направляющим аппаратом.

Осевое усилие, действующее на рабочие колеса ротора, уравнивается давлением сжатого воздуха на разгрузочный поршень (думмис) 7, установленный на валу 2 за последним рабочим колесом. Не уравновешенная с помощью думмиса часть осевого УСИЛИЯ воспринимается специальным упорным подшипником 3. Корпус компрессора чугунный, литой, с горизонтальными вертикальными разъемами.

Компрессоры снабжены принудительной смазкой трущихся частей и автоматическим регулирующим устройством — дроссельной заслонкой во всасывающем трубопроводе, посредством которой поддерживается постоянное давление нагнетания, а также регулятором противоположной защиты, обеспечивающей автоматический выпуск в атмосферу избыточного количества воздуха при достижении компрессором критической производительности.

Компрессоры ЦК-135/8 и ЦК-119/9 конструктивно аналогичны и отличаются передаточным отношением редуктора и значениями некоторых параметров. Компрессор типа ЦК представляет собой в машину с внешним охлаждением без направляющих аппаратов со спиральным отводом воздуха после каждой ступени и наружным перепуском воздуха из ступени в ступень. Ступени разбиты на две секции — низкого и высокого давления, заключенные в два отдельных корпуса.

В приводах компрессоров применяются повышающие частоту вращения одноступенчатые редукторы с двухвенечными шевронными зубчатыми парами и подшипниками скольжения.

Промежуточные воздухоохладители центробежных компрессоров — кожухотрубного типа. Охлаждаемый сжатый воздух попадает в межтрубное пространство и омывает пучки трубок, по которым циркулирует охлаждающая вода.

## **РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ**

**4. Классификация компрессоров** Ротационными называются компрессорные машины с вращательным движением поршня. К ним относится большая группа компрессоров, у которых рабочим органом является один или два ротора. Процесс сжатия газа в таких компрессорах протекает уменьшающемся замкнутом объеме, заключенном между вращающимся ротором и корпусом или между двумя роторами. Они относятся к машинам объемного типа и по принципу сжатия газа не отличаются от поршневых.

Различают винтовые компрессоры, ротационно-пластинчатые, водокольцевые и двухроторные.

Преимущества ротационных компрессоров: компактность при относительно высоких производительностях, отсутствие рабочих клапанов, равномерность подачи и динамическая уравновешенность,

Их недостатком является ограниченность конечного давления (не более 1,2 МПа), что сужает диапазон их применения.

## **5. Принцип действия и устройство винтовых компрессоров**

Различают два типа винтовых компрессоров: сухого сжатия которые сжимают воздух (газ), не загрязненный маслом, и маслозаполненные, в полость сжатия которых в больших количествах впрыскивается масло (масса масла в 6—8 раз превышает массу сжимаемого воздуха), охлаждающее сжимаемый воздух (газ) и уплотняющее зазоры между рабочими органами.

Винтовые компрессоры (рис. 19.5) относятся к группе объемных машин, у которых воздух сжимается за счет уменьшения его объема в рабочей полости, образованной зубьями и впадинами двух параллельно расположенных винтороторов, при вращении не соприкасающихся между собой и с корпусом компрессора.

Воздух из всасывающего патрубка поступает в винтовые каналы между роторами корпусом; после поворота роторов на некоторый угол две впадины соединяются между собой, образуя парную впадину. Опавший в это пространство воздух изолируется от всасывающего патрубка, а затем сжимается при постепенном заполнении зубьями одного ротора впадин другого. Сжатие продолжается до тех пор, пока непрерывно уменьшающийся объем парной полости со сжатым воздухом не подойдет к кромке окна нагнетания, т. е. до соединения заполненной сжатым воздухом полости с выхлопным окном. Сжатие заканчивается, далее происходит выталкивание сжатого воздуха. Роторы имеют форму винтов с большим углом подъема и, как правило, разным числом зубьев (например, четыре — на ведущем и шесть — на ведомом). Частота вращения ведущего 2 ротора выше, чем ведомого 3 (обратно пропорционально числу зубьев). Ведущий ротор имеет выпуклые зубья, а ведомый — вогнутые. Роторы вращаются в подшипниках скольжения или качения и имеют шестерни, благодаря которым осуществляется их жесткая кинематическая связь. Между роторами обеспечивается необходимый зазор, исключающий непосредственный контакт между их винтовыми поверхностями и уменьшающий их износ. На торцах винтовой части роторов, а также на наружном диаметре предусмотрены уплотнительные усики, выполненные за одно целое с роторами или зачеканенные в профрезерованные узкие канавки.

### **5. Рабочий процесс винтового компрессора и его производительность.**

Рабочий процесс в винтовом компрессоре аналогичен рабочему процессу поршневого (всасывание, сжатие и нагнетание). Особенностью его является постоянная величина конечного давления  $p_k$  независимо от давления  $p_c$  в нагнетательном трубопроводе. Индикаторная диаграмма несколько отличается от диаграммы поршневого компрессора. При работе винтового компрессора в расчетном режиме  $p_k$  и диаграмма аналогична теоретической диаграмме поршневого компрессора, не имеющего практически вредного пространства (рис. 19.6, а). Если  $p_k > p_c$  давление газа при выходе его из компрессора уменьшается (рис. 19.6, б). При  $p_k < p_c$  давление сжатого газа на выходе из компрессора резко возрастает (рис. 19.6, в). В нерасчетных режимах

дополнительные затраты мощности увеличиваются. Дополнительные затраты энергии на сжатие определяются заштрихованными площадками диаграмм.

Процесс сжатия в винтовых компрессорах из-за большой частоты вращения ротора происходит за короткий промежуток времени  $< 0,01$  с, и теплообмен между стенками компрессора с сжимаемым воздухом практически не успевает произойти. Поэтому теоретически процесс сжатия в неохлаждаемых сухих компрессорах (без впрыскивания в полость сжатия воды или масла) можно считать адиабатным. Фактический процесс в связи с выделением дополнительной теплоты трения является политропным с показателем политропы  $n = 1,45 \div 1,6$ . Охлаждение сжимаемого воздуха осуществляется в промежуточных и концевых холодильниках. При впрыскивании масла во всасывающий патрубок показатель политропы может быть снижен и для масло заполненных компрессоров  $n = 1,1 \div 1,4$ . В практике винтового компрессоростроения считается наиболее экономичной степень повышения давления  $\varepsilon = 4 \div 5$ .

Производительность  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{мин}$ ) винтового компрессора определяется по выражению

$$Q = (F_1 + F_2) z_1 \ln_1 \lambda \quad (19.2)$$

где  $F_1$  и  $F_2$  — площади сечений впадин соответственно ведущего и ведомого ротора,  $\text{м}^2$ ;  $z_1$  — ротора;  $l$  — длина впадин, м;  $n_1$  — частота вращения ведущего ротора, об/мин;  $\lambda = 0,8 \div 0,9$  — коэффициент, характеризующий герметичность винтовых компрессоров.

## ЛЕКЦИЯ № 20

### ВИНТОВЫЕ И РОТОРНЫЕ ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

#### План:

1. Винтовые компрессоры
2. Роторные пластинчатые компрессоры
3. Жидкостно-кольцевые компрессоры

**1. Винтовые компрессоры.** Винтовые компрессоры на горных предприятиях применяются в стационарных и передвижных установках.

Установки с винтовыми машинами сухого сжатия включают компрессор, редуктор-мультипликатор и приводной электродвигатель, охладители воздуха (газа), запорную и регулирующую арматуру, шумопоглотители, а также системы: водяного охлаждения, смазки, автоматики и защиты.

Установки с маслозаполненными компрессорами дополнительно снабжаются системами очистки сжатого воздуха от масла. Сжатая масловоздушная смесь поступает в маслоборник, где отделяется около 90% масла. Далее воздух поступает в маслоотделитель для повторного, более глубокого отделения его от масла и уже затем нагнетается в воздухопровод к потребителю.

На горных предприятиях получили распространение передвижные установки 6ВКМ-25/8, 6В КМ-13/8 цифры после букв обозначают: в числителе — производительность ( $\text{м}^3/\text{мин}$ ) в знаменателе — конечное давление ( $\text{кг}/\text{см}^2$ ) и ЗИФ-ШВ-5, развивающая давление  $5 \text{ кгс}/\text{см}^2$ .

Станции типа 6В1<М оборудованы маслозаполненными винтовыми компрессорами В К-11 с воздушным и водяным охлаждением масла.

Компрессорная станция ЗИФ-ШВ-5 смонтирована на колесном ходу и может перемещаться по рельсам.

Винтовые компрессоры имеют следующие преимущества по сравнению с другими типами компрессорных машин.

По сравнению с поршневыми: высокую надежность и долговечность из-за отсутствия клапанов и деталей, совершающих возвратно-поступательные движения, и деталей, имеющих трущиеся поверхности; равномерность подачи воздуха (газа), что исключает необходимость в воздухоборниках большой емкости; меньший объем вредного пространства (около 1%); значительно меньшую удельную металлоемкость и габариты установки; полную уравновешенность роторов и, как следствие, отсутствие необходимости в тяжелых фундаментах.

По сравнению с центробежными: отсутствие помпажных зон на характеристиках; незначительное изменение производительности и к. п. д. при изменении в широких пределах степени повышения давления; надежность работы на запыленных газах; возможность сжатия газов с большим содержанием жидкой фазы; нечувствительность к толчкам и ударам.

Винтовые компрессоры в 10—15 раз легче, чем поршневые, и в 3—4 раза, чем центробежные, при той же производительности. Производительность винтовых компрессоров может достигать  $1000 \text{ м}^3/\text{мин}$ .

Наряду с этим винтовые компрессоры имеют более низкий  $D_v$ , чем поршневые; их экономичность снижается при отклонении давления сжатого воздуха за компрессором от номинально. Винтовые компрессоры имеют высокую стоимость из-за высокого класса точности обработки профилей винтов и при работе создают большой шум, особенно при частоте вращения роторов 15 000—18 000 об/мин.

Однако отмеченные выше преимущества винтовых компрессоров определяют широкие перспективы их применения, в том числе и на горных предприятиях.

**2. Роторные пластинчатые компрессоры.** Роторный пластинчатый компрессор (рис. 20) состоит из цилиндрического корпуса 3 и эксцентрично расположенного в нем ротора 2. Поверхности цилиндра и ротора образуют серповидное пространство. На роторе по его длине предусмотрены пазы, несколько наклоненные к направлению движения. Вставленные в пазы тонкие пластины при вращении ротора центробежными силами выдвигаются из пазов, разделяя серповидное пространство на отдельные замкнутые камеры разных объемов. Зазор между пластинами и поверхностью цилиндра уплотняется смазкой.

Объем камер между пластинами минимальный внизу и максимальный вверху. При вращении ротора из всасывающего патрубка поступает газ, заполняя камеры *A*, сжимается в камерах *B* из-за уменьшения их объема и выталкивается в нагнетательный трубопровод. На рис. 20.1, б показана индикаторная диаграмма рабочего процесса в камере, заключенной между двумя пластинами. Сжатие газа происходит по политропе  $a-b$  в процессе поворота камеры от точки *a* (объем камеры максимальный) до точки *b*, т. е. до момента соединения камеры с нагнетательным патрубком. По линии  $b-c$  сжатый газ выталкивается в напорный патрубок.

Зазор между ротором и цилиндрической поверхностью корпуса в его нижней части образует вредное пространство. При вращении ротора начиная с точки *c* до точки *d*, в камере происходит расширение остатков газа, заключенного во вредном пространстве (политропа  $c-d$  на индикаторной диаграмме). Начиная с точки *d* камера соединяется с всасывающим патрубком и происходит всасывание (линия  $d-a$  на индикаторной диаграмме).

Отношение объема камеры в верхнем положении к объему камеры перед моментом ее соединения с напорным патрубком определяет степень повышения давления  $e$ , которая зависит от величины эксцентриситета ротора. При высоких  $e$  число камер обычно бывает не менее 20, чтобы уменьшить перепад давлений между соседними камерами, сократить перетечки газа и увеличить коэффициент производительности.

Коэффициент производительности  $K$  показывает отношение фактической  $Q$  и теоретической  $Q_T$  производительностей:  $\lambda = \frac{Q}{Q_T}$  зависит от величины вредного пространства, степени подогрева газа в зоне всасывания и других факторов ( $\lambda = 0,5 \div 0,8$ ).

Роторные пластинчатые компрессоры широко используются в качестве вакуум-насосов. Основной особенностью их работы в режиме вакуум-насосов является высокая степень понижения давления  $\epsilon$ . Например, если одноступенчатый вакуум-насос в состоянии создать разрежение 0,005 МПа, то  $\epsilon = 22$ .

Удельная работа сжатия существенно зависит от степени повышения давления.

Максимальная работа соответствует степени повышения давления:  $\epsilon \approx 3,24$ .

Роторные пластинчатые компрессоры имеют к. п. д.:  $\eta_{из} = 0,62 \div 0,67$  и  $\eta_{ад} = 0,75 \div 0,78$ . Преимущества роторных компрессоров: компактность и простота конструкции при относительно высокой производительности, отсутствие рабочих клапанов и динамическая уравновешенность, равномерность подачи воздуха (газа) и др.; недостатки: большие потери на трение и в связи с этим повышенный износ трущихся элементов, трудность уплотнения при повышенных давлениях, необходимость высокой точности обработки и сборки. Эти недостатки ограничивают относительные скорости трущихся поверхностей (15—20 м/с) и конечное давление, второе современных пластинчатых компрессоров не превышает 1,2 МПа.

**3. Жидкостно-кольцевые компрессоры.** Жидкостно-кольцевые компрессоры (рис. 20.2) по принципу действия являются разновидностью роторных пластинчатых. При вращении эксцентрично расположенного в корпусе 2 рабочего колеса (ротора) с лопастями жидкость, подаваемая в корпус, захватывается и приводится во вращательное движение. При этом жидкость центробежными силами отбрасывается к корпусу, и образуется вращающееся жидкостное кольцо 5.

В качестве рабочей жидкости обычно используется вода. Между втулкой ротора и водяным кольцом образуется серповидное рабочее пространство. Рабочий процесс в компрессоре подобен процессу ротационного пластинчатого компрессора — всасывание газа, поступающего из всасывающего патрубка 3, осуществляется в камерах *A*, а его сжатие — в камерах *B*, из которых затем газ выталкивается в нагнетательный патрубок 4.

Количество жидкости (воды) в компрессоре должно быть достаточным для исключения зазора между цилиндрической поверхностью ротора и жидкостным кольцом в зоне между камерами нагнетания и сжатия, чтобы избежать образования вредного пространства. Лопатки ротора не касаются цилиндрической поверхности, в результате чего устраняются износ лопаток, их трение и связанные с этим потери энергии. В этом заключается смысл применения жидкостного кольца, а кроме того, жидкость в компрессоре служит для охлаждения газа и уплотнения зазоров.

Одноступенчатые жидкостно-кольцевые компрессоры развивают давление 0,25—0,5 МПа при производительности 0,003—2,4 м<sup>3</sup>/с. Частота вращения ротора до 60 об/с. Недостаток компрессоров — низкий их общий к. п. д. Благодаря уплотнению зазоров жидкостью обеспечивается высокий объемный к. п. д.  $\eta_o$ . Это обстоятельство обусловило целесообразность

применения жидкостно-кольцевых компрессоров в качестве вакуум-насосов для создания разрежения и отсасывания газа из пластов. Они позволяют достигнуть разрежения 98%.

Водокольцевые машины для сжатия воздуха или инертных газов, не растворяющихся в воде, изготавливаются двух типов: простого и двойного действий и в зависимости от назначения в двух исполнениях: для работы в качестве вакуум-насоса — ВН и компрессора — К. Для повышения к. п. д. лопасти выполняются загнутыми назад, а внутренняя поверхность корпуса эллиптической формы.



## ЛЕКЦИЯ № 21 ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

### План:

1. Испытания компрессоров
2. Обслуживание пневматических установок
3. Методика проектирования пневматической установки

**1. Испытания компрессоров.** Испытания компрессоров производятся для определения их характеристик в условиях эксплуатации и выяснения соответствия заводских данных фактическим, а также для выявления причин ухудшения их работы. Испытания производятся при установившихся режимах работы компрессоров. При этом замеряются производительность и потребляемая мощность двигателем компрессора, устанавливаются температурный режим и распределение давлений по ступеням.

Для определения производительности применяются методы измерения расхода сжатого воздуха на линии нагнетания (после воздухохранивателя) с помощью дроссельных диафрагм, воздухохранивателей и индикаторных диаграмм.

Давление и разность давлений измеряются манометрами и дифманометрами.

При испытаниях поршневых компрессоров, в связи с простотой, получил широкое распространение метод определения давления, производительности и мощности по действительным диаграммам сжатия в координатах  $p-v$  записываемых с помощью механических приборов — индикаторов давления, называемых индикаторными диаграммами.

Цилиндр 1 индикатора (рис. 21.1, и) сообщается с цилиндром 4 компрессора. Подпружиненный поршень 2 со штоком 5 и карандашом 8, вычерчивающим диаграмму, перемещается пропорционально давлению в цилиндре компрессора. Одновременно планка 6 с бумагой перемещается в направлении, перпендикулярном движению карандаша с помощью рычага 7. Механический индикатор обладает инерционностью. Более точно индикаторную диаграмму можно получать с помощью датчиков давления и перемещения на экране электронно-лучевой трубки осциллографа.

Величина среднего индикаторного давления  $p_u$  определяется на основе планиметрирования площади индикаторной диаграммы по формуле

$$p_{II} = r_p \frac{f_{II}}{s_u} \quad (21.1)$$

где  $r_p$  — масштаб давления;  $f_u$  и  $s_u$  — соответственно площадь и полная длина индикаторной диаграммы.

Таким образом, при определении  $p$  площадь индикаторной диаграммы заменяется равновеликим прямоугольником с размерами сторон, равными  $p_{II}$  и  $s_u$  (рис. 21.1, б). Давление в конце нагнетания определяется непосредственно по диаграмме.

Производительность устанавливается приближенно по объемному коэффициенту всасывания  $\lambda_0$ , равному отношению  $\lambda_0 = \frac{s_{ac}}{s_u}$  где  $s_{ac}$  — длина отрезка всасывания по атмосферной линии, мм. Обычно величина  $\lambda_0$  должна быть 0,85—0,95. Объемный коэффициент подачи каждой полости цилиндра  $\lambda = (0,94 \div 0,90) \lambda_0$ . Производительность компрессора при известном определяется по формулам.

Индикаторные диаграммы позволяют определить действительную (индикаторную) мощность компрессора. Для одноступенчатого компрессора с цилиндром двойного действия индикаторная мощность (кВт) определяется по формуле

$$(N_{II} = \frac{p_u (F_1 + F_2) sn}{1000 \cdot 60}) \quad (21.2)$$

где  $F_1$  и  $F_2$  — рабочие поверхности поршня компрессора, м<sup>2</sup>;

$s$  — ход поршня, м;

$n$  — число ходов поршня в минуту.

Индикаторная мощность многоцилиндровых одно- и многоступенчатых компрессоров

$$N_{u\Sigma} = \sum_{i=1}^n N_u \quad (21.3)$$

где  $n$  — число цилиндров (или число ступеней).

По результатам испытаний поршневых компрессоров определяют также индикаторный к. п. д., который характеризует отклонение индикаторной мощности от теоретической. В зависимости от выбранного теоретического термодинамического процесса различают индикаторный к. п. д., изотермический и адиабатный:

$$\eta_{u.из} = \frac{N_{u3}}{N_u}; \quad \eta_{u.ад} = \frac{N_{uэ}}{N_u}; \quad (21.4)$$

Значение индикаторного к. п. д. компрессора при расчетах по изотермическому сжатию  $\eta_{и.из} = 0,75 \div 0,85$ , при расчетах по адиабатному сжатию  $\eta_{и.ад} = 0,9 \div 0,94$ .

Индикаторные диаграммы позволяют выявить неисправности в работе поршневых компрессоров. Так, при неплотности всасывающего клапана линия сжатия становится положе, а линия расширения круче; в случае неплотности нагнетательного клапана из-за утечек сжатого воздуха из нагнетательного воздухопровода в цилиндр сжатия линия сжатия становится круче, а линия расширения положе. При заземлении всасывающего и нагнетательного клапанов процессы соответственно сжатия и расширения начинаются с запаздыванием. При жестких пластинах клапана повышаются потери давления в клапан. При слабых пластинах происходит некоторое запаздывание их посадки, что вызывает стук клапанов.

Для компрессора простого действия износ уплотнений поршня (поршневых колец) является причиной снижения его производительности и повышения температуры воздуха; индикаторная диаграмма в этом случае имеет такой же вид, как и при неплотном всасывающем клапане. У компрессора двойного Действия диаграмма выглядит иначе из-за переточек воздуха в смежных полостях.

При испытаниях турбокомпрессора измеряются: температура Давление воздуха на входе в секции колес и на выходе; мощность на валу турбокомпрессора; расход охлаждающей воды через каждый промежуточный холодильник; начальная температура охлаждающей воды и ее температура на выходе из холодильников объем засасываемого турбокомпрессором воздуха; расход воздуха через думмис; потери давления воздуха в промежуточных холодильниках.

**2. Обслуживание пневматических установок.** Эксплуатация компрессорных станций заключается в пуске, остановке и контроле режима их работы. Запуск компрессора осуществляется в следующей последовательности: запуск насосов системы охлаждения и маслонасоса (если он имеет независимый привод), установка задвижек на трубопроводе на выхлоп, запуск приводного двигателя компрессора и далее подключение трубопровода для нормальной работы.

Во время работы компрессоров контролируются: температура воздуха и давление сжатого воздуха, масла в системе смазки, охлаждающей воды, температура подшипников и нагрузка приводного электродвигателя.

При эксплуатации поршневых компрессоров производятся периодические продувки воздухосборников и воздухоохладителей, масловодоотделителей, а также опроботывание предохранительных клапанов.

В процессе эксплуатации турбокомпрессоров продуваются промежуточные холодильники -и проверяется исправность антипомпажного устройства. Перед остановом турбокомпрессора открывают выхлопную задвижку и прикрывают дроссельную заслонку на вале.

Для поддержания к. п. д. компрессоров на требуемом уровне необходима регулярная очистка их систем охлаждения от илистых отложений и накипи. Охлаждающие рубашки цилиндров поршневых компрессоров и трубки промежуточных холодильников очищаются от илистых отложений интенсивней промывкой водой при подаче небольшими порциями сжатого воздуха. Системы охлаждения от накипи очищаются обычно раствором ингибированной соляной кислоты  $\text{HCl}$ , которая, взаимодействуя с накипью, образует растворимый в воде хлористый кальций  $\text{CaCl}_2$ , воду и углекислый газ, способствующий разрыхлению оставшейся накипи, значительная часть которой удаляется при последующей промывке.

Важным условием предотвращения образования накипи является обработка охлаждающей воды в процессе эксплуатации компрессоров с целью ее умягчения.

При эксплуатации поршневых компрессорных установок существует опасность взрывов и пожаров в компрессорах и воздухопроводах. Причиной взрывов и пожаров, ведущих часто к тяжелым последствиям, является самовоспламенение нагаро-масляных отложений в компрессорных установках и в воздухопроводах.

Сущность процесса самовоспламенения заключается в следующем. Масло, поступающее в цилиндры поршневого компрессора смазки, увлекается в распыленном виде сжатым воздухом и оседает в виде масляного слоя на поверхности воздухопроводного тракта компрессорной установки и трубопроводов. Под действием кислорода сжатого воздуха масляные отложения окисляются с выделением тепла, которое при установившейся температуре уносится воздухом. С увеличением толщины отложений и скорости воздуха ухудшается теплоотдача и ускоряются реакции окисления масляных отложений. Если количество выделяющегося тепла больше, чем количество тепла, отдаваемого путем теплопроводности и конвекции, температура отложений повышается и может произойти их самовоспламенение. При горении выделяется окись углерода, которая при наличии открытого пламени может дать первоначальный взрыв. Последующие взрывы происходят под действием ударной волны, которая, распространяясь с большой скоростью, срывает со стенок труб масляную пленку, которая затем испаряется и распыляется в виде тумана. В некоторых случаях горение не сопровождается взрывом, но выделяющаяся при этом окись углерода, поступая вместе со сжатым воздухом на рабочие места, создает опасность отравления рабочих.

Количество нагаро-масляных отложений зависит от количества подаваемой смазки в цилиндры, марки масла, продолжительности работы компрессора без очистки, запыленности всасываемого воздуха и других причин. Условием безопасной работы при эксплуатации поршневых компрессоров является периодическая очистка нагнетательных коммуникаций от скопившихся в них нагаро-масляных отложений.

1. Очищать от нагаро-масляных отложений воздушные полости компрессоров, концевых и промежуточных охладителей, воздухопроводов необходимо не реже одного раза в шесть месяцев 5—10% ным раствором каустической соды или 3%-ным раствором сульфона. Раствор подается в нагнетательные коммуникации насосами и циркулирует в течение нескольких часов до полной очистки коммуникаций. После этого коммуникации промываются водой из водонапорной магистрали и продуваются воздухом от компрессора.

### 3. Методика проектирования пневматической установки.

Проектирование пневматической установки включает: определение основных параметров компрессорной станции (производительности и давления), выбор типа и числа компрессоров, их приводных двигателей, пусковой аппаратуры и аппаратуры автоматизации; составление схемы пневматической сети и ее расчет; технико-экономические расчеты основных показателей пневматической установки и горного предприятия.

Основой для проектирования служат: планы горных работ количество, расположение, характеристики и режимы работы потребителя сжатого воздуха.

Производительность компрессорной станции  $Q_{к.с}$  с ( $\text{м}^3/\text{мин}$ ) рассчитывается исходя из удовлетворения потребностей в сжатом воздухе всех его потребителей, работающих в смену с наибольшим расходом воздуха, и компенсации утечек сжатого воздуха в сети:

$$Q_{к.с} = Q_n + Q_{ут} = \mu \sum_{i=1}^y n_i q_i \varphi_i r_i r_{z3} + q_{ут} \sum l + q'_{ут} m \quad (21.5)$$

где  $Q_n$  — расход сжатого воздуха потребителями;

$Q_{ут}$  — утечки сжатого воздуха в пневматической сети и в местах подключения потребителей;

$\mu = 1,05 \div 1,1$  — коэффициент запаса на неучтенные механизмы;

$I$  — номер группы однотипных потребителей сжатого воздуха;

$z$  — число групп потребителей;  $n_i$  — число потребителей в группе;

$q_i$  — номинальный расход воздуха одним потребителем данной группы при непрерывной его работе;

$\varphi_i$  — коэффициент увеличения расхода сжатого воздуха потребителем в результате его износа, принимается для отбойных и бурильных молотков и поршневых двигателей равным 1,15, для шестеренных двигателей 1,2, для

турбинных двигателей 1,0;  $r_B$  — коэффициент одновременности работы потребителей (отношение работающих потребителей к общему их числу), ориентировочно принимается для отбойных и бурильных молотков в зависимости от их числа:

Число молотков.....	10	11—30	31-60	60
$r_B$ .....	1—0,85	0,85—0,75	0,75-0,65	0,65

для пневматических двигателей выбирается в зависимости от условий их работы, для приводов с большим расходом воздуха (комбайнов и других) принимается так же, как и для молотков;

$r_3$  — коэффициент загрузки, учитывающий изменение расхода сжатого воздуха потребителем вследствие отличия фактической нагрузки от номинальной и при регулировании, принимается для приводов комбайнов, лебедок, буросблочных станков, отбойных и бурильных молотков равным 1,0, породопогрузочных машин — 0,25 и вентиляторов местного проветривания — 0,7;

$q_{yt}$  и  $q'_{yt}$  — соответственно допустимые утечки сжатого воздуха через неплотности магистрального воздухопровода на 1 км его длины 1 и в каждом месте присоединения потребителя, ( $m^3/мин$ )  $m$  — общее число присоединенных к пневмосети потребителей, включая неработающие,

Нормы утечек  $q_{yt}$  и  $q'_{yt}$  при избыточном давлении 0,5 МПа принимаются соответственно 3 и 0,4 на ( $m^3/мин$ ) 1 км воздухопровода и на единицу потребителя.

Выражение (21.5) является неточным, так как коэффициенты  $r_B$  и  $r_3$  можно принять лишь приблизительно.

*Давление сжатого воздуха* на выходе из компрессорной станции определяется исходя из условия обеспечения рабочего давления  $p_p$  у наиболее удаленных потребителей и допустимой потери давления  $\Delta p_c$  сети. Приблизительно можно принимать среднюю величину удельных (на 1 км длины трубопровода) потерь давления в металлическом трубопроводе равной 0,03 МПа независимо от расхода и потери давления в шлангах лавного воздухопровода. При этом необходимое давление  $p$  (МПа) сжатого воздуха на компрессорной станции определяется по формуле

$$p = p_p + 0,03L + 0,03 \quad (21.6)$$

где  $L$  - расстояние от компрессорной станции до наиболее удаленного потребителя, км. Обычно необходимое давление воздуха компрессорной станции, установленной на поверхности, составляет 0,8—0,9 МПа, а передвижных — не менее 0,6 МПа.

*Выбор типа и числа компрессоров* производится по подсчитанным значениям производительности и рабочего давления, а также преимуществ и недостатков отдельных типов компрессоров. В настоящее время исходя из

экономичности ориентируются: при рабочей производительности компрессорной станции 200—500 ( $\text{м}^3/\text{мин}$ ) — на поршневые компрессоры 4М10-100/8, при производительности станции свыше 500 — на центробежные компрессоры К-500. Компрессорные станции производительностью менее 200 ( $\text{м}^3/\text{мин}$ ) оснащаются однотипными поршневыми компрессорами 2М10-50/8, 305ВП-30/8, 202ВП-10/8 и др. Центробежные компрессоры рекомендуется применять вместе с некоторым числом (до 25% по производительности) поршневых, которые вместе с воздухом подают в трубопровод некоторое количество масла, что позволяет уменьшить коррозию внутренних поверхностей труб и оборудования.

*Расчет пневматических сетей* из-за их разветвленности большой протяженности и изменения параметров сжатого воздуха при его движении в воздухопроводах представляет сложную задачу, связанную с технико-экономическим анализом. Наиболее полное решение этой задачи может быть осуществлено методами моделирования на ЭЦВМ или аналоговых машинах.

Разработаны упрощенные методики расчета пневматических сетей с использованием номограмм. Расчет пневматических сетей с этими методиками сводится к определению диаметров воздухопроводов по заданным потерям давления на отдельных участках сети и нахождению фактических потерь давления при принятых стандартных трубах,

Потерями давления задаются исходя из необходимости обеспечения достаточного давления у потребителей и общего нормативного падения давления в сети не более 0,20 МПа. На основе эксплуатации пневмосетей и расчетов установлено также, что наиболее выгодной экономически и технически является средняя скорость движения воздуха в трубопроводах 6—8 м/с. Ориентировочно диаметр трубопровода и оптимальная величина удельных (на 1 км) потерь могут быть определены по графикам, приведенным на рис. 21.2.

*Технико-экономические показатели* пневматической установки дают оценку экономичности применения энергии сжатого воздуха на горном предприятии. Важнейшими показателями являются: проектная стоимость 1  $\text{м}^3$  воздуха, его удельный расход на 1 т добытого полезного ископаемого, эксплуатационные и капитальные затраты на пневматическую установку.

Средняя стоимость 1  $\text{м}^3$  сжатого воздуха (в свободном состоянии) составляет ориентировочно 0,1 коп.

На выработку 1  $\text{м}^3$  сжатого воздуха расходуется около 0,1 кВт-ч электроэнергии. Фактический расход сжатого воздуха составляет 30—90  $\text{м}^3$  на 1 т руды по Криворожскому бассейну и около 80  $\text{м}^3$  на 1 т угля по Донецкому бассейну.

Важным техническим показателем пневматической установки является ее к. п. д., равный

$$\eta_{п.у} = \eta_{к.у} \eta_c \eta_o \quad (21.7)$$

$\eta_{к.у}$  — полный к. п. д. компрессорной установки, который учитывает к. п. д. компрессора и приводного двигателя, а также затраты энергии системе смазки компрессорной установки,

$$\eta_{к.у} = \frac{N_B}{N_{к.с}}$$

$N_B$  — мощность сжатого воздуха на выходе из компрессора (компрессорной станции), кВт;

$N_{к.с}$  — мощность, потребляемая компрессорной станцией из сети, кВт. Фактический полный к. п. д. компрессорной станции находится в пределах  $\eta_{к.с} = 0,45 \div 0,60$ ;

$\eta_c = 0,4—0,5$  — общий к. п. д. пневматической сети, учитывающий потери энергии, вызываемые утечками воздуха, теплообменом гидравлическими сопротивлениями;

$\eta_o = 0,2 \div 0,4$  — полный п. д. пневматических двигателей потребителей.

Полный к. п. д. пневматической установки низкий и составляет  $\eta_{п.у} = 0,10 \div 0,25$  (расчетный). Фактический к. п. д. пневматических установок на горных предприятиях ниже и составляет 0-об—0,08, что обусловливается большими утечками сжатого воздуха в пневматической сети, снижением к. п. д. компрессорных установок I; пневматических двигателей.

Технико-экономические показатели пневматических установок горных предприятий могут улучшаться за счет повышения к. п. д. установок и, в первую очередь, уменьшения утечек сжатого воздуха, утилизации отводимого при охлаждении компрессоров тепла и других мер.



**Навоийский горно – металлургический  
комбинат  
Навоийский государственный горный  
институт**

**Горный факультет**

**Методические указания по выполнению  
лабораторных работ**

**по дисциплине «Стационарные машины»**

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ТУРБОМАШИН

**Цель работы** - изучение принципа действия и основных элементов турбомашин, кинематика потока жидкости в рабочем колесе.

#### 1. Принцип действия и основные элементы турбомашин.

Применяемые в горной промышленности турбомашин: насосы, предназначенные для откачки и подачи воды; вентиляторы, осуществляющие вентиляцию горных выработок; турбокомпрессоры, вырабатывающие сжатый воздух, характеризуются единым принципом работы. В зависимости от направления потоков жидкости относительно оси вращения рабочего колеса они бывают центробежными, осевыми и меридиональными (диагональными). В горной промышленности последняя группа турбомашин имеет ограниченное применение. Осевые турбомашин используются на горных предприятиях в основном в качестве вентиляторов.

Поток жидкости подводится к рабочему колесу в осевом направлении и при входе в последнее изменяет свое направление и в межлопаточных каналах колеса движется уже в радиальном направлении, перемещаясь вдоль лопаток от входа в колесо к выходу из него.

Центробежная турбомашин может иметь рабочее колесо одностороннего всасывания, т. е. с подводом жидкости к колесу с одной стороны, и с двусторонним всасыванием, т. е. с двусторонним подводом жидкости, для увеличения производительности (подачи).

Лопатка рабочего колеса представляет собой крыло — слегка изогнутое, удобно обтекаемое тело с закругленной набегающей на поток частью и заостренным концом, а рабочее колесо — решетку из таких совместно работающих крыльев. Конструкции лопаток центробежных и осевых турбомашин имеют существенные отличия.

Для уменьшения завихрений потока жидкости при входе и безударного входа в рабочее колесо перед ним у осевых турбомашин устанавливается специальный обтекатель *б*, у центробежных обтекатель выполняется заодно с рабочим колесом (см. рис. 1.1, а).

Подводящее устройство (подвод) обеспечивает подвод жидкости к рабочему колесу с равномерным, по возможности, полем скоростей потока по его сечению.

Назначение отводящего устройства (отвода) — собрать поток, выходящий из рабочего колеса с большой скоростью, преобразовать его кинетическую энергию в потенциальную энергию давления и отвести жидкость к нагнетательному патрубку или следующему рабочему колесу. В отводе осевых машин также может происходить частичное или полное раскручивание потока, закрученного рабочим колесом. Поток в отводе в связи с плавным расширением имеет диффузорный характер течения, т. е. скорость жидкости уменьшается, а давление возрастает. При наличии за отводящим устройством

диффузора в последнем происходит дальнейшее снижение скорости потока и преобразование кинетической энергии его движения в потенциальную энергию (статическое давление).

Необходимо отметить, что приращение удельной энергии потока происходит только в рабочем колесе, в остальных элементах — преобразование энергии и уменьшение полного напора вследствие потерь энергии на преодоление сопротивлений.

Осевые шахтные турбомашины выполняются только с последовательным соединением рабочих колес. Центробежные и осевые турбомашины обычно объединяются в одну группу лопатных (лопаточных) машин. Это обусловлено тем, что их можно рассматривать как предельные случаи диагональных машин (рис. 1.2, б). При таком представлении центробежная турбомашинка — это диагональная машинка с углом  $\alpha = 90^\circ$  (рис. 1.2, а), а осевая — с углом  $\alpha = 0^\circ$  (рис. 1.2, б). Такое единство не исключает существенных конструктивных различий между осевыми и центробежными машинками.

**2. Кинематика потока жидкости в рабочем колесе.** Движение жидкости в проточных каналах турбомашин носит весьма сложный пространственный характер. Параметры потока изменяются как по ширине колеса, так и по окружности фиксированного радиуса.

Для упрощения трехмерную модель течения жидкости в рабочем колесе заменяют двухмерной, сохраняющей основные свойства течения. Такую модель используют, в частности, при рассмотрении кинематики потока, выбирая в качестве его кинематических параметров скорости частиц жидкости вблизи входных и выходных кромок лопаток. Под величинами скоростей понимают их значения, осредненные по шагу и ширине межлопаточного канала.

*Центробежное рабочее колесо* турбомашинки имеет входное сечение для потока жидкости в плоскости, перпендикулярной к оси вращения, а выходное в цилиндрической поверхности с осью, совпадающей с осью вращения.

Для получения двухмерной модели потока в центробежном колесе его условно рассекают плоскостью  $I-I$ , перпендикулярной к оси вращения (рис. 1.3, а). При этом получают сечения лопатей, образующие радиальную (круговую) решетку (рис. 1.3, б).

Течение жидкости в радиальной решетке принимается плоскопараллельным, т. е. одинаковым по ширине колеса.

Анализ кинематики потока в пределах рабочего колеса базируется на построении параллелограммов скоростей потока жидкости на входе и выходе из рабочего колеса. Для их построения необходимо знать величину и направление скоростей, которые определяются размерами рабочего колеса, геометрией его проточных каналов и режимом работы. При этом решающее влияние оказывают форма и профиль рабочих лопатей. Они выполняются загнутыми назад,  $\beta < 90^\circ$  (рис. 1.3, б, в), радиальными,  $\beta = 90^\circ$  (рис. 1.3, г, д) и загнутыми вперед,  $\beta > 90^\circ$  (рис. 1.3, е), в сечении — профилированными (рис. 1.3, е) и тонкими, практически непрофилированными (листовыми) (рис. 1.3, г, д, е). На рис. 1.3  $\beta_1$  и  $\beta_2$  обозначают входной и выходной углы лопатей

между касательными к окружностям решеток и лопастям у их входных и выходных кромок. Проходя через рабочее колесо при его вращении, жидкость участвует в переносном (вместе с рабочим колесом) и относительном (относительно колеса) движениях со скоростями  $u$  и  $w$ . Абсолютная скорость  $c$  частиц жидкости равна геометрической сумме:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (1.1)$$

Абсолютная скорость — это скорость частицы жидкости относительно неподвижного корпуса.

Переносная скорость  $u$  по абсолютной величине равна

$$u = \frac{2\pi r n}{60} \quad (1.2)$$

и направлена по касательной к окружности радиуса  $r$ ;  $n$  — частота вращения рабочего колеса.

Относительная скорость  $w$ , с которой движется поток в межлопаточных каналах, также изменяется по величине и направлению.

*Осевое рабочее колесо* турбомашин. В отличие от колеса центробежной машины сечения входа и выхода потока жидкости осевого рабочего колеса находятся в плоскостях, перпендикулярных к оси его вращения. Жидкость движется через колесо поступательно и одновременно закручивается в направлении вращения.

Рассечем рабочее колесо (рис. 1.4, а) цилиндрической поверхностью с радиусом  $r$  и выделим кольцевую струйку жидкости толщиной  $\Delta r$ , в пределах которой параметры потока (скорость и давление) можно считать постоянными (ввиду малости  $\Delta r$ ).

Развернув цилиндрическую поверхность разреза на плоскость, получим так называемую плоскую решетку профилей (рис. 1.4, б) осевого рабочего колеса. Основные параметры этой решетки: ширина лопасти (длина хорды)  $b$ ; ширина решетки  $B$ ; число лопастей  $z$ ; угол установки лопасти  $\theta$ , образованный ее хордой и вектором скорости  $u$ ; углы входа и выхода лопастей  $\beta_1$  и  $\beta_2$ .

Важным параметром является шаг решетки  $t = \frac{2\pi r}{z}$  равный расстоянию между сходственными точками сечений лопастей, измеренному в направлении вращательного движения решетки. Отношение  $b/t$  называется густотой решетки, а  $t/b$  — относительным шагом.

При вращении рабочего колеса частицы протекающей через решетку жидкости участвуют в относительном движении вдоль решетки (с относительной скоростью  $w_1$  на входе в решетку и  $w_2$  на выходе из нее) и в переносном движении — с окружной скоростью  $u = \omega r$ . При постоянной угловой скорости  $\omega$  для цилиндрической поверхности данного радиуса  $r$  скорость  $u = \text{const}$ .

При отсутствии закручивания потока перед рабочим колесом жидкость притекает к решетке с абсолютной скоростью  $\vec{c}_1 = \vec{c}_a$  и на выходе из решетки имеет абсолютную скорость  $\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}$ . На рис. 1.4 построены треугольники скоростей на входе и выходе из решетки.

На основе уравнения неразрывности потока для несжимаемой  $c_{a1}$  и  $c_{a2}$  жидкости можно доказать, что осевые скорости  $c_{a1}$  и  $c_{a2}$  на входе и выходе из рабочего колеса турбомашин одинаковы:  $c_{a1} = c_{a2} = c_a$  это скорость, с которой частицы движутся вдоль оси рабочего колеса.

Относительная скорость  $w_1$ , на входе в решетку направлена под углом атаки  $\delta$  — углом между касательной к средней линии лопатки и относительной скоростью на входе.

Проходя через решетку, поток жидкости от взаимодействия с лопастями искривляется и относительная скорость  $w$  изменяет свое направление, отклоняясь в сторону вращения решетки. Н. Е. Жуковский и С. А. Чаплыгин показали, что искривленный поток по эффекту взаимодействия можно заменить эквивалентным прямолинейным потоком со средней относительной скоростью

$$\bar{w}_{cp} = \frac{\bar{w}_1 + \bar{w}_2}{2} \quad (1.6)$$

Этот вывод имеет важное значение для анализа рабочего процесса осевой турбомашин.

Совместив треугольники скоростей частиц жидкости на входе и выходе из решетки, получим план скоростей, из которого определим угол наклона  $\beta_{cp}$  вектора скорости  $\bar{w}_{cp}$  и ее абсолютную величину:

$$\operatorname{tg} \beta_{cp} = \frac{c_a}{u - \frac{c_u}{2}} \quad (1.7)$$

$$w_{cp} = \sqrt{c_a^2 + \left(u - \frac{c_u}{2}\right)^2} \quad (1.8)$$

где  $c_u$  — проекция вектора абсолютной скорости  $c_2$  на направление вектора  $u$ .

Скорость  $c_u$  называется скоростью закручивания потока.

Если по абсолютной величине  $w_1 > w_2$ , то решетка оказывает тормозящее воздействие на поток и называется диффузорной. Если относительная скорость потока в рабочем колесе увеличивается ( $w_1 < w_2$ ), то решетка называется конфузорной, при постоянной скорости  $w$  ( $w_1 = w_2$ ) — активной. В шахтных вентиляторах наибольшее применение получила диффузорная решетка, активная практически не применяется.

Теоретическая производительность (подача)  $Q_T$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) рабочего колеса определяется выражением

$$Q_T = c_a \pi / 4 (D_2^2 - D_B^2) \quad (1.9)$$

где  $d_B$  — диаметр втулки рабочего колеса, м.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

**Цель работы** – изучение конструкции центробежных насосов.

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

С переходом разработок на более глубокие горизонты существующий типаж насосов, не мог удовлетворить поле возможных режимов. Поэтому широкое распространение, получили многоступенчатые насосы типа ЦНС (рис 2.1).

По ГОСТ 10407-70 в обозначение насосов входят начальные буквы - наименование насоса ЦНС. После букв - номинальная подача насоса набор в расчетном режиме ( $m^3$ ), напор при минимальном и максимальном числе ступеней (м). Буквы после ЦНС означают, что насос кислотоупорный - К (для работы в агрессивной среде), для горячей воды - Г и М - для работы в масле. Например: ЦНСК-500-100...800 - центробежный насос секционный кислотоупорный с подачей-500  $m^3/ч$  напором при минимальном числе ступеней 160м, при максимальном - 800м.

Элементы конструкций корпуса и рабочего колеса насоса изготавливаются из модифицированного чугуна при работе с нейтральной жидкостью или из хромоникелевой стали при агрессивной среде. Насос состоит из следующих основных узлов: корпуса, ротора, опорных кронштейнов, стяжных шпилек.

**Ротор** включает в себя вал 3, на котором посредством шпонок посажены рабочие колеса 10, разгрузочный диск (гидравлическая пята) 4, дистанционная втулка 6 и гайка ротора 2.

**Корпус насоса** секционный, секция корпуса состоит из направляющих аппаратов (диски) 8, крышек всасывания 12 и нагнетания 7, переднего 19 и заднего кронштейнов 1. Корпуса направляющих аппаратов стянуты стяжными шпильками 14, стыки их уплотнены кольцевыми резиновыми уплотнителями П.

**Рабочее колесо** является основным элементом конструкции центробежного насоса, так как в нем происходит преобразование механической энергии вала насоса в энергии потока жидкости. Рабочее колесо изготавливается литьем. Она состоит из тупицы, переднего и заднего дисков, между которыми находятся лопатки. В зависимости от физико-механических свойств перекачиваемой среды колеса изготавливаются закрытыми, полуоткрытыми или открытыми, с односторонним и двух сторонним подводом жидкости (рис 2.2).

**Вал** - является узлом, передающим крутящий момент от двигателя к рабочему колесу. Вал стальной, кованный, шифонный, термически обработанный, имеет позы для установки шпонок. Для посадки подшипников

на валу сделаны опорные шейки. С электродвигателем вал присоединяется посредством.

**Кронштейн** - служит для восприятия веса ротора. Кронштейн выполняется в виде цельно литой конструкции из чугуна или из хромоникелевой стали. Фланец кронштейна крепится к крышке посредством болтов. На другом конце кронштейна имеется опорный башмак, на который садится вал с подшипником.

**Крышки** - отливаются из чугуна или хромоникелевой стали. Они являются связывающим или опорным элементом насоса. Между крышками собираются секции в единый блок под средством стяжных шпилек. Передняя крышка выполнена с учетом размещения в нем вместе выхода вала, втулки гидрозатвора и уплотняющих сальников, предназначенных для изоляции всасывающей камеры.

Задняя крышка отлита вместе с нагнетательным патрубком и имеет внутри улиткообразную камеру. Камера соединяется с нагнетательной стороной последнего рабочего колеса.

**Направляющие аппараты** - служат для направления потока жидкости, поступающего от предыдущего колеса на последующий и для частичного преобразования динамического составляющего напора на статический. Направляющий аппарат выполняется совместно с корпусом или отдельно. Если выполнено отдельно, то производится его посадка в секцию. Направляющий аппарат отливается из того же материала, что и рабочее колесо и снабжается внутренними лопатками.

**Сальники и гидрозатвор.** Вместе выхода вала из корпуса имеются механическую и гидравлическое уплотнение.

Механическое уплотнение-это сальники. Они устанавливаются в передней и задней крышках насоса. Сальники изготавливаются из хлопчатобумажных или асбестовых жгутов, пропитанных густым жиром. Гидравлическое управление или гидрозатвор устанавливаются со всасывающей стороны насоса (рис 2.3).

Вода, выходящая из разгрузочного устройства, подается по обводной трубе 9 через отверстие 8 в крышке всасывания 1 в полость гидрозатвора 7, образуя при работе насоса жидкостное кольцо, предупреждающее подсосывания воздуха из атмосферы через сальниковую набивку 5. Из полости гидрозатвора часть воды просачивается по рубашке вала 6, охлаждая сальник, другая часть через зазор между втулкой гидрозатвора 4 поступает в полость крышки всасывания на вход в первое колесо; избыток воды для понижения давления на сальник сбрасывается через штуцер 2 или направляется в подводящий трубопровод.

**Разгрузочный диск.** Разгрузочный диск А ( рис. 2.3) устанавливается на вал с помощью шпонки за последним рабочем колесом в разгрузочной камере и может двигаться в осевом направлении с ротором.

Разгрузочное устройство предназначена для предотвращения осевого усилия, создаваемого при входе жидкости в рабочее колесо. Диск разделяет разгрузочную камеру на две полости: полость высокого давления (рис. 2.4) и полость низкого давления (правая).

При работе насоса часть жидкости, выйдя из последнего рабочего колеса, через радиальный зазор 1 поступает в левую полость камеры. Затем она через узкий шелевой зазор 2 следует в правую полость и наконец, через трубку 3 сбрасывается в атмосферу.

В процессе работы насоса в левой полости имеет место давления, равное давлению последней ступени. Жидкость пройдя через узкий щелевой зазор 2, теряет большую часть энергии, и на правую поверхность гидравлического диска действует давление, близкое к атмосферному. При открытой трубке 3 разность давлений по обе стороны диска вызывает усилие, противоположное осевому. Величина этого усилия будет зависеть от площади разгрузочного диска и зазора 2 между кольцом К и диском А.

Разгрузочное устройство автоматически приспособливается к изменениям осевого усилия. При увеличении осевого усилия вал с рабочими колесами и дисками перемещается в стороны всасывания. При этом уменьшается зазор 2, а так же количество воды, вытекающее из трубки 3. Давление на диск возрастает и он перемещается в сторону, противоположную осевому усилию.

Если осевое усилие по каким -либо причинам уменьшается, происходит обратное смещение диска ( рис. 2.4). Щелевой зазор 2 увеличивается, что влечет за собой уменьшение величины уравновешивающего усилия. Продольное смещение вала и гидравлического диска автоматически обеспечивает равновесие осевой и уравновешивающей сил.

### **ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3**

#### **ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ГРУНТОВЫХ НАСОСОВ**

**Цель работы** - изучение конструкции грунтовых насосов

В соответствии с ГОСТом 1965г. условное обозначение марки насоса следующее: 20ГРТ-8. Цифры перед маркой обозначают диаметр всасывающего патрубка в дюймах, а после марки - коэффициент быстроходности 80.

20ГРТ-8 грунтовый насос тяжелого типа двухкорпусной с всасывающим патрубком 20 дюймов (500мм) и коэффициентом 80.

По конструктивным признакам они разделяются: с увеличенным размером проходного сечения на 25% по сравнению с номиналом (У) с уменьшенным проходным сечением (О) с деталями из износостойкого металла и резины (Р)



корундированные против абразивного износа (К) одно (Л) и двухкорпусные (Т). В двухкорпусных насосах внутренний корпус изготавливают сменным из износостойкого металла.

В настоящее время маркировка грунтовых насосов изменена. Буквенные обозначения остались прежними (ГРУ, ГР, ГРТ) но вместо цифр, характеризовавших диаметр всасывающего патрубка и коэффициент быстроходности теперь за буквенным обозначением указывается подача насоса по воде ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) и давление ( $\text{МПа}\cdot 10$ ). Так например грунтовый насос 16ГРУ1600/50. Это насос с подачей 1600 $\text{м}^3/\text{ч}$  и давлением 0,50МПа.

Индекс «Л» в новом обозначении не указывается. При отсутствии индекса «Т» подразумевается, что грунтовый насос имеет однокорпусное исполнение.

На примере грунтовых насосов ГРК1600/50 рассмотрим конструкции насосов единой серии.

У грунтового насоса ГРК1600/50 корпус имеет вертикальный разъем передняя 3 и задняя 6 половины корпуса соединены болтами 1. Передняя и задняя крышки отсутствуют. У насоса ГРК1600/50 нет защитных дисков (бронедисков) и внутреннего корпуса. Их заменяет корундовая футеровка 4 которой покрыты обе части корпуса и всасывающий патрубок. Корундирование осуществляется путем нанесения корундового зерна на бакелитовой связке. Рабочее колесо 5 изготавливают из специального сплава, оно крепится на валу 14 гайкой 2 и контргайкой. Зазор между рабочим колесом и передней частью корпуса регулируется перемещением вала с помощью регулировочных болтов. Напорный патрубок направлен вертикально вверх. Сальниковые уплотнения расположены в полости 9 корпуса 6 и состоят из водораспределительного кольца 10, сальниковой набивки 11 и нажимного кольца 12, образованного из двух половин. Через отверстие 8 в корпус сальника подается чистая вода под давлением 0,7 МПа с расходом 25  $\text{м}^3/\text{ч}$ . Опорной частью насоса является контроль станины 7, к которой на шпильках крепится корпус. Вал. вращается в опорах, расположенных в станине. Одна опора состоит из сферического радиального роликоподшипника 13, другая - из роликоподшипника 16 и упорного шарикоподшипника 15. Смазка подшипников консистентная, осуществляется через "пресс-масленку 17. Насос соединяется с электродвигателем упругой муфтой 18.

Насос ГРК1600/50, как и все корундированные насосы, может применяться при гидротранспортировании абразивных грунтов (песка, шлака, золы), но при отсутствии крупнообломочных включений типа гравия, гальки, т.к. корунд при их наличии быстро скалывается.

Принцип действия грунтовых насосов такой же, как и водяных. Они представляют собой центробежные насосы консольного типа с односторонним подводом жидкости.

Однако условия работы грунтовых насосов существенно отличаются от условий работы водяных насосов, поэтому и конструктивно они решены иначе. В связи с наличием абразивных материалов и крупных включений в гидросмеси, ее повышенной плотности по отношению к воде грунтовые насосы более массивны, рабочее колесо их имеет меньшее число лопаток, что позволяет пропускать через проточную часть крупные включения. С этой же целью ширина колеса увеличена, передние и задние диски расположены в параллельных плоскостях, увеличена и площадь поперечного сечения корпуса грунтового насоса. Частота вращения рабочего колеса грунтового насоса, как правило, меньше, чем у водяного. Сокращение частоты вращения и увеличение проходного сечения уменьшает скорость движения гидросмеси в проточной части грунтового насоса, что снижает абразивный износ.

Меньшее число оборотов, сокращение числа лопаток, худшая с гидравлической точки зрения конфигурация проточной части грунтового насоса обуславливают и меньший коэффициент полезного действия по сравнению с водяными насосами, меньший напор. Для защиты передней и задней крышек от абразивного износа устанавливаются сменные элементы - бронедиски. С целью предотвращения попадания частичек грунта из пульпы в пространство между бронедиском и рабочим колесом и эту полость подается чистая вода. В современных насосах, предназначенных для гидротранспортирования грунта высокой абразивности, предусматривается бронирование корпуса сменными внутренними рубашками из износостойких материалов. Рабочее колесо изготавливают обычно из стального литья или специальных износостойких сплавов. В процессе работы его элементы, в первую очередь лопатки, изнашиваются и наплавляются электродами.

Из-за неравномерности износа рабочего колеса может возникнуть его децентровка (дебаланс), что повышает нагрузку на вал, поэтому его делают большего диаметра, чем у насосов, предназначенных для подачи воды.

Основными элементами грунтовых насосов являются улиткообразный корпус, рабочее колесо, вал, подшипники опорные и упорные, передняя и задняя крышки, станина, всасывающий патрубок, напорный патрубок, бронедиски, муфта на валу для соединения с электродвигателем и сальниковые уплотнения.

Грунтовые насосы обычно конструируют с горизонтальным расположением вала, так как при этом технологические схемы землесосных установок более просты и удобны в эксплуатации.

Напорный патрубок в современных грунтовых насосах направлен вертикально вверх или имеет нижнее горизонтальное направление. Вертикальное направление удобно для компоновки на земснарядах, горизонтальное - на стационарных и передвижных установках.

Улитка выполняется в виде концентрического канала или слегка суженного к напорному патрубку. Корпус грунтового насоса выполняют литым. В грунтовых насосах тяжелого типа, предназначенных для гидротранспортирования абразивных пород, изготавливают двойной корпус - внутренний (сменные рубашки) и внешний. Разъем корпуса грунтового насоса может осуществляться как в горизонтальной, так и вертикальной плоскости. Наиболее распространен вид разъема в горизонтальной диаметральной плоскости. Этот тип разъема принят в грунтовых насосах типа ГР.

Рабочее колесо грунтового насоса может быть открытого, полуоткрытого и закрытого типа. Открытые и полуоткрытые колеса из-за низкого КПД практически не применяются. В насосах марки ГР применяются рабочие колеса с четырьмя и тремя лопатками.

Крепление колеса на валу бывает цилиндрическим или коническим. Цилиндрическая посадка применяется редко, хотя при этом точнее фиксируется рабочее колесо на валу. При цилиндрической посадке требуется очень точная обработка посадочных поверхностей и затруднен съём ступицы колеса с вала.

Наиболее часто применяют коническую посадку рабочего колеса. Конусность отверстия в ступице и концов вала составляет 1:10 -, 1:20. При конусной посадке облегчается снятие колеса и его посадка. К недостаткам конусной посадки нужно отнести менее точную фиксацию рабочего колеса, чем при цилиндрической, относительно корпуса в продольном направлении, что может привести к «биению» рабочего колеса.

Вал грунтового насоса изготавливают из углеродистых и легированных сталей. Его монтируют в двух опорных подшипниках. Для восприятия осевых усилий служит упорный подшипник, который в большинстве случаев устанавливают в одном корпусе с опорным, дальним от колеса подшипником. В самых крупных грунтовых насосах вал жестко связан с валом двигателя, поэтому лежит в одном подшипнике, а вал двигателя лежит в двух своих подшипниках. В грунтовых насосах используют - подшипники качения и скольжения. В подшипниках скольжения применяют баббитовые вкладыши, подшипники качения используют радиальные, радиально-упорные и упорные шарикового и роликового типов.

Заднюю крышку корпуса изготавливают как отдельную деталь грунтового насоса. В центре задней крышки имеется отверстие для ввода вала в корпус насоса. Между крышкой и валом имеется сальниковое уплотнение. Передняя крышка располагается со стороны всасывающего патрубка. В ряде грунтовых насосов передняя и задняя крышки защищены от износа специальными сменными днищами (бронедисками). Станина грунтового насоса предназначена для крепления на ней опорных и упорного подшипников. Она обычно представляет собой литую стальную конструкцию. Соединение вала грунтового насоса с валом электродвигателя осуществляется посредством эластичной муфты

с пальцами. Большое значение в грунтовых насосах придается системе защиты его основных частей от абразивного износа. С этой целью помимо устройства защитных рубашек, вкладышей и бронедисков используется система подачи напорной воды в зазоры между передней и задней крышками и рабочим колесом. К сальниковому уплотнению ступицы или вала рабочего колеса отжимная вода должна подаваться с напором, на 50-100 кПа большим, чем напор, развиваемый грунтовым насосом.

На наружной поверхности дисков рабочего колеса имеются радиальные выступы, которые при вращении создают противодействие в зазоре между рабочим колесом и подшипниками.

Хорошие результаты по уменьшению абразивного износа достигаются при использовании легированных и марганцовистых сталей, высокохромистого чугуна с никелем и легированного чугуна. Применение легированных сталей с последующей термической обработкой позволяет увеличить срок службы рабочих колес до наплавки в 5 раз и более, чем при обычных среднеуглеродистых сталях.

За рубежом широкое применение получила футеровка резиной изнашиваемых деталей грунтовых насосов. Однако с этой целью можно использовать только особо эластичные резины, которые не теряют своих свойств при порезах острыми краями обломочных материалов.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

**Цель работы** – изучение конструкций осевых вентиляторов

#### ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Выполнение лабораторной работы предусматривается после прослушивания теоретического курса.

К выполнению лабораторной работы учащийся должен быть подготовлен. Он должен знать назначение и классификацию вентиляторов для открытых и подземных горных работ.

По назначению вентиляторные установки подразделяются - главные, вспомогательные и местного проветривания. По расположению - на поверхностные и подземные. По способу проветривания - установки с вентиляторами, работающими на всасывание и на нагнетание.

Вентиляторы подразделяются: по развиваемому давлению - низкого, среднего и высокого давления; по условиям всасывания - одно и двух-стороннего всасывания; по направлению движения потока - центробежные, осевые.

Учащийся должен знать основные параметры вентиляторов: давление, подача, мощность и к.п. д.

#### ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Основными элементами одноступенчатого осевого вентилятора являются: рабочее колесо, корпус, коллектор, передний обтекатель как сферической формы спрямляющий аппарат и диффузор. Диффузор состоит из двух обечаек помещенных одна в другую : наружной конусной - собственно диффузора и внутренней (на большинстве вентиляторов цилиндрической формы) - заднего обтекателя.

Для повышения давления осевой вентилятор изготавливают обычно двухступенчатым с двумя последовательно соединенными рабочими колесами, промежуточным направляющим аппаратом между ними и спрямляющим аппаратом за последним рабочим колесом. Иногда перед первым рабочим колесом устанавливают входной направляющий аппарат.

Рабочие колеса вместе с валом, на котором они закреплены, образуют ротор вентилятора, который приводится во вращение непосредственно от электродвигателя. Опорами вала являются шариковые или роликовые подшипники.

Коллектор и обтекатель предназначены для обеспечения правильного подвода воздуха к лопастям колеса, чтобы поток воздуха был направлен по оси вентилятора с возможно более равномерным полем скоростей. Действие коллектора наиболее эффективно, когда между ним и колесом имеется

цилиндрический участок корпуса длиной не менее 0,5 диаметра колеса. При отсутствии коллектора давление вентилятора уменьшается на 10...20%, а к.п.д. 10...15%. Обтекатель неподвижен и при его отсутствии давление снижается примерно на 20%.

Направляющий и спрямляющий аппараты, представляющие собой неподвижные колеса с радиальными лопатками, необходимы для раскручивания потока и следовательно, повышения к.п.д. вентилятора. Поворотные лопатки промежуточных направляющего и спрямляющего аппаратов обеспечивают возможность регулирования рабочего режима вентилятора, реверсирование вентиляционной струи. Для регулирования иногда применяют входной направляющий аппарат с поворотными лопатки. Одним из основных узлов вентилятора являются диффузор, благодаря которому значительная часть динамического давления (не менее 70%) должна превращаться в статическое давление.

Лопасты укреплены на втулке рабочего колеса через равные промежутки под углом к плоскости его вращения. Наиболее рациональна лопасть, более широкая у втулки, чем на периферии. Лучшей конструкцией является крученая лопасть с формой, подобной форме лопасти авиационного винта.

Лопасты изготавливают полыми (рис 4-а) со стержнем для закрепления ее на втулке и литыми (рис 4.1. ) из алюминиевых или магниевых сплавов. Полая лопасть состоит из: стержня 1 приклепанной к нему крученой стальной обшивкой 2 толщиной 2-3 мм, приваренного к обшивке ребра 3 , выполняющего роль армировки против истирания угольной пылью, приваренных к ребру верхнего и нижнего доньшек 4.

Изготовление лопастей возможно из пластмасс. Такие лопасти изготавливаются с большей степенью точности, исключают опасность искрообразования при возможном касании лопасти о корпус вентилятора, стойки в химически агрессивной среде.

Из условия надежности работы и уменьшения шума работающего вентилятора максимальная окружная скорость на концах лопастей должна быть не более 95м/сек.

На одной втулке устанавливают до 14 лопастей, узлы их крепления должны обеспечивать возможность установки под различными углами относительно плоскости колеса, что необходимо для регулирования производительности и давления вентилятора.

В работающем вентиляторе под действием разности давления часть воздуха протекает через зазор между концом лопасти и корпусом со стороны выхода воздуха из рабочего колеса в сторону входа в него, при этом уменьшается давление и снижается к.п.д. вентилятора. Однако чрезмерное уменьшение зазора может привести к касанию лопасти о корпус вентилятора.

Величина зазора зависит от типа вентилятора и обычно не должна превышать 15% длины лопасти. При работе вентилятора вследствие разности давления потока до и после рабочего колеса возникает осевая сила, действующая на ротор и направленная в сторону входа потока в вентилятор. Осевая сила воспринимается упорным подшипником.

Двухступенчатые реверсивные вентиляторы ВОД 221, ВОД 40, ВОД 50 (В - вентилятор, О- осевой, Д- двухступенчатый, цифры-диаметр рабочего колеса в см) предназначены для главного проветривания шахт при требуемом статическом давлении вентилятора не более 300 Па и расходе воздуха от 50 до 600 м<sup>3</sup>/сек. Эти вентиляторы разработаны по аэродинамической схеме К-84 ЦАГИ им. Н.Е.Жуковского (К- крученые лопасти , 84- коэффициент быстроходности).

Главная вентиляторная установка с вентиляторами типа ВОД (рис 4.2) состоит из: резервного и рабочего вентиляторов 1 и 2 с синхронными электродвигателями 3 и 4; системы смазки 5; электроаппаратуры и аппаратуры автоматизации 6 и устройств 7 и 8 (ляпы или двери, управляемые лебедками с моторредукторами) для переключения на работу любого из вентиляторов и отключения другого; подводящего 9 и выходного 10 каналов; глушителя шума.

Глушитель шума выложен из звукопоглощающих шлакоблоков и имеет 5...7 параллельных стенок, для работающего и резервного вентилятора общий, что исключает проникновение зимой наружного холодного воздуха к резервному вентилятору, и следовательно, его обмерзание.

Вентиляторы ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 И ВОД-50 (рис 4.3.) имеют корпус 1, раму 2, ротор 3, передний 4 и задний 5 опорные блоки, направляющий 6 и спрямляющий 7 аппараты, коллектор 8 , как 9, диффузор 10, трансмиссионный вал 11 с муфтой 12 для соединения с синхронным электродвигателем 13.

Ротор вентилятора ВОД показан на рисунке 4.3. На валу 1 с подшипниками 2, воспринимающими как радиальную, так и осевую нагрузку, закреплены рабочие колеса 3, 4 и полумуфта 5. Колесо закреплено на валу шпонкой 6 и от осевого смещения гайкой 7. Втулки 8 рабочих колес (диаметр втулки составляет 0,6 диаметра рабочего колеса) выполнены сварными во избежание появления дебаланса, от попадания в них влаги и пыли герметизированы. На втулке расположено 12 лопастей 9. Лопасти пустотелые сварно-клепанные, состоят из двух листов обшивки, армирующего ребра, донышек и хвостовика. Благодаря затвору крепления 10 лопасти, при остановке вентилятора, могут переворачиваться в ручную в диапазоне 15...45°. В целях регулирования рабочего режима вентилятора число лопастей колеса второй ступени может быть уменьшено в 2 раза.

Трансмиссионный вал выполнен подвесным с зубчатым (в вентиляторе ВОД-21 - с пальцевыми муфтами).

Промежуточный направляющий аппарат имеет 14 поворотных лопаток, которые могут поворачиваться на угол до  $100^\circ$ . спрямляющий аппарат имеет 14 лопаток, из которых 11 поворотные, а 3 несущие неповоротные.

Вентиляторы снабжены колодочным тормозом с электромагнитным приводом, который за 2.. 2,5 мин останавливает ротор.

Для реверсирования воздушной струи необходимо отключить двигатель вентилятора и затормозить ротор, повернуть на  $180^\circ$  лопатки направляющего и спрямляющего аппаратов, затормозить ротор и пустить двигатель в противоположном направлении.



## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

**Цель работы** - изучение конструкций центробежных вентиляторов

**1. Центробежные вентиляторы.** *Классификация.* Шахтные центробежные вентиляторы классифицируются в основном по способу подвода воздуха к рабочему колесу: с односторонним (рис. 5.1) и двусторонним всасыванием.

Вентиляторы с двусторонним всасыванием имеют более высокую производительность по сравнению с вентиляторами с односторонним всасыванием.

*Аэродинамические схемы.* Вентиляторы разрабатываются на основе типовых аэродинамических схем (моделей вентиляторов), отработанных в лабораторных условиях. Аэродинамической схемой вентилятора принято называть схему проточной части вентилятора с набором основных безразмерных конструктивных параметров, обуславливающих получение соответствующих аэродинамических характеристик.

Вентилятор считается правого или левого вращения в зависимости от вращения рабочего колеса по часовой стрелке или против, если смотреть на вентилятор со стороны привода.

*Элементы вентиляторов.* На процесс в рабочем колесе значительное влияние оказывают входные элементы: их профиль, диаметр входного отверстия, величина и конфигурация зазора в уплотнении между рабочим колесом 1 и патрубком 2 (см. рис. 5.1) и др. Неправильный выбор этих элементов вызывает искажение поля скоростей на входе в колесо, отрывы потока от поверхностей проточной части колеса и снижение в итоге к. п. д. вентилятора.

В шахтных вентиляторах, работающих на нагнетание, применяются цилиндрические патрубки со свободным входом, в вентиляторах, работающих на всасывание, — плавные, конические и составные патрубки со значительной степенью конфузорности для снижения турбулентности и выравнивания скорости потока воздуха. Потери энергии потока на входе в вентилятор:

$$\Delta p_{\text{вх}} = \xi \frac{c_1^2}{2}, \quad (5.1)$$

где  $c_1$  — скорость перед рабочим колесом, м/с;  $\xi$  — коэффициент потерь.

Между входным патрубком 2 и передним диском колеса 1 предусмотрен зазор б (см. рис. 5.1), через который происходит дополнительное притекание воздуха в рабочее колесо. При рациональном выборе формы уплотнения,

величины осевого перекрытия  $\bar{l}_3 = l_3 / D_2$  радиальной ширины зазора  $\bar{\delta} = \delta / D_2$  основной поток прижимается к внутренней стороне диска и обтекает его без отрыва; оптимальные значения  $l_3 = 0,007$  и  $\delta = 0,002$ . Притечки воздуха через зазор в оптимальном режиме работы современных вентиляторов составляют 2—4% от номинальной производительности.

Рабочие колеса вентиляторов выполняются одно- и двустороннего всасывания с профилированными крыловидными лопатками, загнутыми назад,  $\alpha < 90^\circ$  (рис. 5.2). Рабочие колеса старых вентиляторов снабжались конструктивно более простыми плоскими лопатками 1 и 5-образными лопатками 2, обеспечивающими больший напор по сравнению с плоскими; к. п. д. вентиляторов с обоими типами лопаток ниже, чем к. п. д. вентиляторов с крыловидными лопатками.

Для регулирования рабочих режимов вентиляторы снабжаются осевыми направляющими аппаратами 4 (см. рис. 5.1). Эти аппараты оснащаются 10 или 12 плоскими лопатками, выполненными в форме сектора и поворачивающимися у вентиляторов типов ВЦ и ВЦД на угол от  $-20$  до  $+110^\circ$ . При углах от  $0$  до  $90^\circ$  воздух в направляющем аппарате закручивается в сторону вращения колеса, снижая производительность вентилятора и потребляемую им мощность. При угле установки лопаток  $90^\circ$  полотна последних полностью перекрывают всасывающее отверстие вентилятора; такая установка лопаток применяется при запуске вентилятора. Угол  $0^\circ$  соответствует установке лопаток в плоскости оси вала вентилятора, и подкрутка потока при этом исключается. При повороте лопаток направляющего аппарата на отрицательные углы воздух в нем закручивается против направления вращения рабочего колеса, что приводит к увеличению производительности вентилятора и потребляемой им мощности. При больших отрицательных углах установки лопаток ( $-20^\circ$  и более) режим работы вентилятора характеризуется отрывами потока от лопаток на входе в рабочее колесо и повышенными вибрациями ротора.

Выходными устройствами центробежных вентиляторов служат, как правило, спиральные корпуса, формирующие поток и направляющие его от выходного сечения колеса к выходному отверстию вентилятора, а также частично преобразующие динамическое давление потока в статическое.

*Номенклатура и назначение.* На шахтах и рудниках в настоящее время эксплуатируются центробежные вентиляторы главного проветривания следующих типов: ВЦ, ВЦД, ВШЦ, ВРЦД, ВЦП, ВЦЗ и вентилятор местного проветривания ВЦ-7 (В—вентилятор, Ц—центробежный, О—одностороннего всасывания, Д - двустороннего всасывания, Р- рудничный, Ш-шурфовой, П—проходческий, З-с регулируемыми закрылками). По ГОСТ 11004—75 центробежные вентиляторы маркируются: одностороннего всасывания ВЦ и двустороннего всасывания ВЦД. Цифра в маркировке означает диаметр рабочего колеса в дециметрах.

В настоящее время заводами выпускаются следующие центробежные вентиляторы, предназначенные для главного проветривания шахт и рудников: ВЦД-16, ВЦ-25, ВЦ-31,5 (старый шифр ВЦ-32), ВЦЗ-32, ВЦД-31,5 (старый шифр ВЦД-32М) и ВЦД-47 «Север» и для проветривания стволов и околоствольных выработок: ВЦ-11 и ВШЦ-16 и только для проветривания забоев шахтных стволов ВЦПД-8УМ и ВЦП-16, а также вентиляторы местного проветривания ВЦ-7.

Планируется выпуск вентиляторов ВЦ-31,5П (с поворотными закрылками лопаток) взамен ВЦЗ-32.

Центробежные вентиляторы применимы для всасывающей, нагнетательной и комбинированной схем вентиляции горных предприятий. Крупные центробежные вентиляторы изготавливаются Донецким машиностроительным заводом им. ЛКУ, вентиляторы с диаметром рабочего колеса до 2,5 м включительно — Артемовским машиностроительным заводом. Все изготавливаемые в настоящее время центробежные вентиляторы разработаны на основе аэродинамических схем ИГТМК им. М. М. Федорова, институтом Донгипроуглемаш и СКВ Артемовского и Каменского машзаводов.

*Конструкция вентиляторов.* Вентиляторы одностороннего всасывания имеют две компоновочные схемы: с консольным расположением рабочих колес на валу ротора (ВЦ-11, ВШЦ-16, ВЦП-16, ВЦ-25) и с расположением рабочих колес на валу между подшипниковыми опорами. Последняя схема реализована в более крупных вентиляторах ВЦ-31,5 и

ВЦЗ-32 Такая компоновка снижает нагрузки на подшипники и исключает резонансные поперечные колебания главного вала.

Центробежный вентилятор одностороннего всасывания (ВЦ-11, ВШЦ-16 (рис. 5.4), ВЦП-16, ВЦ-25, ВЦ-31,5 и ВЦ-31,5П) состоит из ротора / с рабочим

колесом 2, осевого направляющего аппарата 3, входных коллектора 4 и патрубка 7, спирального кожуха 5 и рамы 6. Первые три вентилятора (с диаметром рабочего колеса до 1600 мм) имеют общую сварную раму, на которой монтируются вся механическая часть вентилятора и его приводной электродвигатель. Более крупные вентиляторы не имеют единой жесткой рамы, и вал ротора вращается в двух отдельных подшипниковых опорах, смонтированных на отдельных рамах, установленных на бетонном основании.

Рабочее колесо состоит из крыловидных загнутых назад лопаток, приваренных к переднему коническому покрывному и заднему плоскому коренному дискам. Задний диск колеса приваривается или крепится болтами к ступице. Покрывной диск на диаметре входа может быть усилен тороидальным литым лабиринтным кольцом. Коренной диск рабочего колеса усилен за счет соединения его с обтекателем, который одновременно улучшает условия поворота воздушного потока в рабочем колесе.

Лопатки пустотелые, сварные, с ребрами жесткости внутри.

У вентиляторов ВЦ-31,5П и ВЦД-31,5П лопатки снабжены поворотными закрылками. Внутреннее пространство этих лопаток и лопаток некоторых других вентиляторов, например ВЦД-47 «Север», заполнено пенопластом, вспененным непосредственно в обечайках. Это позволило отказаться от связи обечаек лонжеронами и снизить массу лопаток.

Рабочее колесо скрепляется с приводным валом шпоночным соединением. Валы вращаются в радиальных двухрядных сферических и радиально-упорных сдвоенных подшипниках, охлаждаемых в крупных вентиляторах за счет принудительной циркуляции масла. Вал ротора соединяется с валом электродвигателя упругой пальцевой или чаще зубчатой муфтой.

Статорная часть вентилятора (см. рис. 5.4) состоит из спирального кожуха 5, входного коллектора 4 и входного патрубка 7, который своим узким концом входит в лабиринтное уплотнение рабочего колеса, образуя с последним кольцевой лабиринтный зазор. Для увеличения жесткости кожух и коробка снабжены ребрением, замкнутым в рамы. Нижняя часть спирального отвода вентиляторов ВЦ-25 и более крупных образована каналом в бетоне. Корпуса выполнены разъемными, исключая корпус вентилятора ВЦ-11.

Осевой направляющий аппарат (рис. 5.5) имеет плоские листовые лопатки с механизмом их одновременного поворота и обтекатель, расположенный по оси и подвешенный в корпусе на растяжках или насаженный на вал ротора. Лопатки состоят из полотна и приваренных к нему двух цапф и опираются на бронзовые втулки в обтекателе и на капроновые или бронзовые втулки в корпусе. На выступающие из корпуса направляющего аппарата.

Центробежные вентиляторы двустороннего всасывания (ВЦД-8УМ, ВЦД-16, ВЦД-32М, ВЦД-40 и ВЦД-47 «Север») имеют компоновочную схему с размещением рабочих колес на приводных валах между их подшипниковыми опорами. Конструкция этих вентиляторов во многом сходна с конструкцией рассмотренных вентиляторов одностороннего всасывания. Основными конструктивными особенностями вентиляторов двустороннего всасывания являются наличие, исключая вентиляторы ВЦД-47 «Север», двух осевых направляющих аппаратов, рабочего колеса двустороннего всасывания у крупных вентиляторов (ВЦД-32М, ВЦД-40 и ВЦД-47) и выходного конца вала для подсоединения посредством зубчатой муфты второго приводного электродвигателя. На рис. 6.6 в качестве примера приведен самый мощный центробежный вентилятор ВЦД-47 «Север». Его рабочее колесо состоит из двух полуколес. Такая конструкция колеса облегчает его транспортирование к месту монтажа вентилятора. Полуколеса соединяются между собой и с ободом ступицы болтами.

Вентилятор ВЦД-47 «Север» обеспечивает высокую экономичность работы в широком диапазоне вентиляционных режимов, отличающихся от оптимальных по давлению в 4 раза, что достигается применением системы регулирования частоты вращения электропривода вентилятора, выполненной по схеме комбинированного асинхронного вентиляльно-машинного каскада.

Вентиляторы двустороннего всасывания ВЦД-31,5М, ВЦД-47 «Север» обладают аэродинамическими качествами, которые обеспечивают подачу больших количеств воздуха при высоких давлениях.

Центробежные вентиляторы получили широкое распространение на горных предприятиях, что объясняется значительным улучшением за последние 15—20 лет их технико-экономических показателей. Так, максимальный статический к. п. д. установки главного проветривания возрос - с 0,72 до 0,86, средневзвешенный статический к. п. д. в области эксплуатации с 0,52 до 0,75; в 1,5—2,0 раза уменьшились габариты и стоимость вентиляторов.

**ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6**  
**ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО**  
**ОБОРУДОВАНИЯ**

**Цель работы** - изучение конструкций вспомогательного оборудования

**ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

Центробежные насосы и трубопроводы в целях безопасной эксплуатации оборудуются обратными клапанами, автоматизированными задвижками, разного рода отводами и другой трубной арматурой.

**Приемный клапан** с сеткой (рис.6.1) используется в водоотливных установках с положительной высотой всасывания для удержания воды во всасывающем трубопроводе насоса и для предохранения насоса от попадания инородных тел.

Для насосов большой производительности применяются приемные клапаны с двумя направляющими, которые имеют увеличенную площадь живого сечения цилиндрической решетки и большую площадь самого клапана. Это обеспечивает плотную посадку в седло при остановке насоса и снижает утечку воды из всасывающего трубопровода.

На рис.6.2 представлено приемное устройство с шаровым обратным клапаном, разработанное в ИГМ и ТК им. М.М. Федорова. Оно состоит из стального сварного корпуса 1, седла 3, направленного в месте посадки шара нержавеющей стали, и стального пустотелого шара 2, покрытого толстым слоем твердой резины.

**Задвижки** применяют как запорное устройство нагнетательных и всасывающих трубопроводах с условным диаметром 100-600 мм (рис.6.3). В автоматизированных водоотливных установках высокой производительности применяют задвижки с электроприводом для пуска, останова насосного агрегата и переключения трубопровода большого диаметра в сложных гидравлических схемах трубных коллекторов. Ручное управление в этих условиях представляет значительные трудности. В настоящее время начинают находить применение задвижки с гидравлическим приводом, обеспечивающие высокую надежность и безопасность в работе.

**Клапан обратный поворотный** применяется для удержания столба в ставах (рис.6.4). Он имеет корпус бочкообразной формы и крышку на болтах или шпильках. Диск клапана подвешен на оси, лежащей в приливах корпуса, от чего при подтягивании болтов положение остается неизменным. По особому заказу обратные клапаны с диаметром 200-500 мм изготавливают с обводным вентилем, позволяющим производить предварительную заливку насоса или спуск воды из става. Совершенствование конструкции обратных клапанов

проводится в направлении разработки контактных и бесконтактных устройств для контроля их работы, а также же обратных клапанов с медленной посадкой.

**Компенсаторы** применяют для устранения опасных напряжений в трубопроводах от температурных расширений, облегчения монтажа и более равномерного распределения нагрузки от веса трубопровода на опорные балки в стволе шахты (рис.6.5). Известно, что температура в стволе шахты изменяется в широких пределах в течение года и температурные удлинения трубопроводов достигают 10-12 мм на 100 м длины при разности 10 С и коэффициенте расширения стальных труб  $11,5 \times 10^{-6}$  1/град. Компенсаторы выбирают изменяющуюся длину трубопровода и тем самым предохраняют его от аварии. Применяют сальниковые компенсаторы с нормальным или большим ходом сальника, и надежность их работы зависит от конструкции и качества набивки. Лучшие результаты по сравнению с кожаными манжетами показали сальниковые компенсаторы с просмоленной пеньковой набивкой. При откачке кислотных рудничных вод применяют набивку в виде манжет из кислотоупорной резины.

**Опорное колено** применяют в водоотливных установках для восприятия веса трубопровода и столба воды в нем (рис.6.6). Опорное колено устанавливают при входе нагнетательного трубопровода из трубного ходка в ствол шахты.

Трубопроводная арматура (задвижки, обратные клапаны) для оборудования водоотливных установок с высоконапорными насосами выпускается в настоящее время машиностроительными заводами на давление 10-380 кгс/см<sup>2</sup> и с диаметром условного прохода 100-350 мм. Фасонные части трубопроводов (колена, тройники) изготавливают из стального литья и широко используют при оборудовании водоотливных установок.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ.

**Цель работы** - изучение конструкций поршневых компрессоров

#### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Классификация компрессоров производится по их характерным признакам.

-по способу воздействия на воздух (газ) - объемные или компрессоры вытеснения (поршневые, ротационные, винтовые, пластинчатые и др.), в которых давление воздуха (газа) повышается за счет уменьшения рабочего объема,- лопастные (турбокомпрессоры), где повышение давления воздуха (газа) происходит вследствие силового взаимодействия воздуха (газа) с лопатками вращающихся рабочих колес машины;

- по роду сжимаемого газа - воздушные, аммиачные, фреоновые и др.

- по величине конечного давления - компрессоры низкого давления (0,3-1,0 МПа или 10 атм.), компрессоры среднего давления (1,0-10 МПа или 10-100 атм), компрессоры высокого давления (свыше 10 МПа или 100 атм.)

Многообразие конструктивных схем и исполнений позволяет поршневые компрессоры классифицировать по ниже указанным признакам. По способу действия:

- компрессоры простого действия (рис. 7.2, 7.6)
- компрессоры двойного действия (рис. 7.3, 7.5, 7.7, 7.8, 7.9)
- компрессоры дифференциальные (рис. 7.4.) По числу ступеней:
- одноступенчатые (рис. 7.2, 7.3, 7.4) - двухступенчатые (рис. 7.5, 7.7, 7.8)
- трехступенчатые и более. По числу цилиндров:
- одноцилиндровые (рис. 7.2, 7.3.) - двухцилиндровые (рис. 7.5, 7.6, 7.7, 7.8, 7.9)
- многоцилиндровые.

По расположению цилиндров:

- горизонтальные,
- вертикальные,
- угловые (прямоугольные рис. 7.7, Y-образные рис. 7.6.)

Поршневые компрессоры нашли широкое применение в горной промышленности. Ими оборудуются стационарные компрессорные станции при потребности в сжатом воздухе, в количестве до 500 м<sup>3</sup>/мин.

В настоящее время выпускаются угловые компрессоры типа П и горизонтальные типа М.

Угловые компрессоры — 302ВП-10/8, 202ВП — 20/8, 305ВП — 30/8, и т.д. имеют следующие условные обозначения: ВП — воздушный прямоугольный, за буквами цифры в числителе дроби — производительность (м<sup>3</sup>/мин.), в знаменателе — избыточное давление нагнетания (кгс/см<sup>2</sup>).

Цифры перед буквами показывают номинальную нагрузку на шток (тс), цифры стоящие перед нулем- номер модификации компрессора.

Горизонтальные компрессоры типов- 2М10-50/8 и 4М10-100/8 имеют обозначения: М-многорядный, 10-поршневая, сила одного ряда (тс), числитель дроби-производительность компрессора (м/мин), знаменатель дроби- избыточное давление (кгс/см<sup>2</sup>), цифры перед буквой М- число цилиндров.

В эксплуатации находятся также ранее выпущенные угловые компрессоры 2ВГ-100/8, 5Г-100/8, 55В и др.

### **Устройство и принцип действия поршневых компрессоров.**

Поршневые компрессоры относятся к машинам объемного действия. Схема поршневого компрессора показана на рис. 7.1. В цилиндре I помещен поршень 2, который пальцем 3 шарнирно соединен с верхней головкой шатуна 4. Шатун нижней головкой шарнирно соединен с шейкой коленчатого вала 5.



При вращении коленчатого вала посредством кривошипно-шатунного механизма поршню сообщается возвратно-поступательное движение. Положения, в которых поршень меняет движения, называются крайними положениями (мертвыми точками). Расстояние, между крайними положениями поршня называется ходом поршня. Ход поршня совершается за пол-оборота коленчатого вала. В крышке цилиндра расположены всасывающий 6 и нагнетательный 7 клапаны. При движении поршня вниз от крайнего положения (от верхней мертвой точки) в цилиндре создается разрежение. Под действием атмосферного воздуха всасывающий клапан открывается и цилиндр заполняется воздухом.

По достижении поршня своего крайнего нижнего положения заканчивается вход атмосферного воздуха в цилиндр. При движении поршня в обратном направлении, объем воздуха будет уменьшаться, а давление возрастать. Под действием избыточного давления (давление больше атмосферного) воздуха всасывающий клапан автоматически закрывается. Сжатие воздуха будет идти до тех пор, пока давление в цилиндре не достигнет давления воздуха в сети. При этом нагнетательный клапан открывается и сжатый воздух поршнем будет выталкиваться из цилиндра в сеть. Выталкивание сжатого воздуха заканчивается тогда, когда поршень дойдет до крайнего верхнего положения.

За один полный оборот кривошипа совершается одно полное движение поршня или полный рабочий цикл компрессора, состоящий из циклов: всасывания, сжатия и нагревания воздуха.

## **ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8**

### **ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РОТАЦИОННЫХ КОМПРЕССОРОВ.**

**Цель работы** - изучение конструкций ротационных компрессоров

#### **ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.**

Классификация компрессоров производится по их характерным признакам.

По способу воздействия на воздух (газ):

-объемные или компрессоры вытеснения (поршневые, ротационные, винтовые, пластинчатые и др.), в которых давление воздуха (газа) повышается за счет уменьшения рабочего объема:

-лопастные (турбокомпрессоры), где повышение давления воздуха (газа) происходит в следствие силового взаимодействия воздуха (газа) с лопатками вращающихся рабочих колес машины. По роду сжимаемого газа:

- воздушные,
- аммиачные,
- фресковые и др.

По величине конечного давления;

- компрессоры низкого давления ( 0,3-1,0 МПа или 10 атм.).
- компрессоры среднего давления (1,0-10 МПа или 10-100атм.).
- компрессоры высокого давления ( свыше 10 МПа или 100 атм.).

### РОТАЦИОННЫЙ ПЛАСТИНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР

Ротационный пластичный компрессор (рис.8.1.) представляет собой цилиндрический конус 1, внутри которого эксцентрично размещен ротор 2.

Диаметр цилиндра значительно больше диаметра ротора и поэтому поверхность цилиндра и ротора образуют серповидное пространство. На роторе порезаны пазы, где помещены пластины 3. При вращении ротора пластины выдвигаются из пазов, разделяя серповидное пространство на камеры, объемы которых минимальны, внизу и максимальны вверху, при вращении ротора направление вращения показано на (рис. 8.1) стрелкой объемы камер «А» по мере движения увеличиваются, а камер «В» уменьшаются. Воздух из всасывающего патрубка поступает в камеры «А» сжимается в камерах «В» и с точки «В» выталкивается в нагревательный трубопровод.

С точки «С» до точки «и» происходит расширение воздуха из вредного пространства (вредное пространство образуется наличием зазора между ротором и цилиндром его нижней части).

Таким образом, принцип действия ротационного пластичного компрессора основан в сжатии воздуха в постепенно уменьшающихся камерах, ограниченных внутренней поверхностью цилиндра, ротором и его пластинами, в процессе вращения ротора

### ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Винтовые компрессоры относятся к объемным машинам 3 два цилиндра, боковые поверхности которых соединены между собой, помещены ведущий 1 и ведомый 2 роторы (рис.8.3.). Роторы имеют форму винтов с большим углом подъема и разным числом зубьев (как показано на рис.8.3. на ведущем роторе четыре, на ведомом - шесть зубьев).Зубья выпуклые у ведущего ротора и вогнутые у ведомого. Роторы вращаются в подшипниковых опорах 3 и 4 и клинматически связаны посредством шестерен 5. Скорость вращения ведущего ротора больше, чем ведомого. Винтовые поверхности не соприкасаются между собой, наличием необходимого минимального зазора между роторами.

При вращений роторов атмосферный воздух из всасывающего патрубка 6 поступает в винтовые клапаны между роторами и корпусом 8, которые в этот момент оказались открытыми с торцов. С поворотом роторов полости переместятся, и поступление атмосферного воздуха в них прекратится. Дальнейшее вращение роторов приводится к постепенному сжатию воздуха по мере заполнения зубьями одного ротора впадин другого. Сжатия воздуха

заканчивается после того, когда заканчивается после того» когда заполнение сжатым воздухом полости соединяются с нагнетательным патрубком 7. Последовательность сжатая показана на рис.8.2. Винтовой компрессор 6ВВ-25/9 предназначен для снабжения сжатым воздухом пневматических машин и механизмов, применяемых при проходке вертикальных стволов шахт проведение горизонтальных горных выработок в угольной горно-рудной промышленности и установлены на поверхности шахт в среде не опасной по пыли и газу.

Компрессорная установка 6ВВ-39 предназначен для работы в составе буровых станков типа СБШ.

Агрегат компрессорный, блок охлаждения масла и щит управления представляет собой законченный, испытания готового к эксплуатации агрегата.

Компрессор работает по следующей схеме:

Воздух через фильтр воздушный клапан, впускной поступает в компрессор, где сжимается до заданных параметров и одновременно смешивается с маслом, впрыскиваемый через сверление. Масло подается в рабочую полость для смазки снижение температуры уменьшение внутренних перетяжек сжимающего воздуха. Из компрессора маслотовоздушная смесь рессора, через клапан обратной поступает в раму маслобак обратный клапан установлен для предотвращения обратного потока сжатого воздуха после установки компрессора.

В раме - маслобаки происходит отделение капельного масла из маслотовоздушной смеси. Воздух, отделившийся смеси от капельного масла проходит через маслоотделитель, вмонтированный в раму маслобак. Здесь происходит более тщательное отделение масло из маслотовоздушной смеси. Масло, отделившееся в маслоотделителе подается в компрессор. Очищенный воздух, далее через клапан поддерживающего давления, поступает к потребителю.

Компрессор представляет собой винтовую объемную машину, основанную рабочими органами, которыми являются два ротора, вращающиеся в подшипниках качения.

Воздух, всасываемый компрессором, поступает во всасывающую полость компрессора. При вращении роторов поступающий воздух заполняет по всей длине впадины винтов. Затем объемы воздуха заполнения впадины винтов отсекаются от всасывающей полости и постепенно сжимаются зубьями, входящими в эти впадины. Входе сжатия полости винтов впрыскивается масло с целью отбора тепла, выделяющегося при сжатии воздуха уплотнения зазоров по винтовым поверхностям их смазки.

Сжатие маслотовоздушной смеси заканчивается в момент соединения впадин с нагнетательным окном компрессора.

Компрессор состоит из следующих основных узлов и деталей:

Корпус компрессора, полость всасывания, расточный блок, подшипники качения, винты роторы, ведущий ротор, поршни, лапан стравливающий, клапан перепускной, клапан поддержания давления, клапан отсечной, клапан предохранительный, рама-бак, фильтр воздушный.

Достоинства ротационных компрессоров:

- простота конструкции,
- компактность,
- отсутствие клапанов,
- равномерная подача воздуха,

- лучшая уравновешенность. Недостатки ротационных компрессоров:

- повышенный износ трущихся частей, вследствие этого ограниченность скорости и вращения ротора;
- большие потери на трение;
- худшие условия охлаждения воздуха в компрессоре.

**Навоийский горно – металлургический  
комбинат  
Навоийский государственный горный  
институт**

**Горный факультет**

**Методические указания по выполнению  
практических работ**

**по дисциплине  
«Горные стационарные машины»**

## ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1

### РАСЧЁТ ГЛАВНОЙ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ ШАХТЫ

Исходные данные для расчёта

1. Нормальный суточный приток воды в шахту —  $Q_H = 5600 \text{ м}^3/\text{сут.}$
2. Максимальный суточный водоприток —  $Q_{\max} = 14800 \text{ м}^3/\text{сут.}$
3. Глубина шахтного ствола —  $H_{\text{ш}} = 480 \text{ м.}$
4. Длина трубопровода на поверхности —  $L_1 = 210 \text{ м.}$

#### 1. РАСЧЕТ ИСХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ ВЫБОРА ОБОРУДОВАНИЯ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ

1.1 Расчетная производительность насосной станции главной водоотливной установки шахты:

а) по нормальному водопритоку

$$Q_p = Q_H / T_H = 5600 / 20 = 280 \text{ м}^3/\text{ч};$$

б) по максимальному водопритоку

$$Q_{pm} = Q_{\max} / T_H = 14\,800 / 20 = 740 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где  $T_H = 20 \text{ ч}$  — нормативное число часов для откачки суточных водопритоков согласно Правилам безопасности (ПБ).

Экономически целесообразная скорость движения воды по трубам нагнетательного става.

$$V_{\text{эк}} = 0,54 \sqrt[4]{Q_p} = 0,54 \sqrt[4]{280} = 2,21 \text{ м/с},$$

где  $Q_p$  — расчетная производительность водоотливной установки по нормальному суточному водопритоку,  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

1.3. Расчетный диаметр нагнетательного трубопровода

$$D_p = \sqrt{\frac{4Q_p}{3600\pi v_{\text{эк}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 280}{3600 \cdot 3,14 \cdot 2,21}} = 0,212 \text{ м}.$$

1.4. Расчетный коэффициент линейных гидравлических сопротивлений трубопроводов

$$\lambda_p = \frac{0,0195}{\sqrt[3]{D_p}} = \frac{0,0195}{\sqrt[3]{0,212}} = 0,0327$$

где  $D_p$  — расчетный диаметр трубопроводов, м.

### 1.5. Геодезическая высота подъема воды на поверхность

$$H_r = H_{ш} + H_{вс} + h_n = 480 + 4,5 + 15 = 486 \text{ м.}$$

где  $H_{вс} = 4-5$  м - ориентировочная высота всасывания насосов;  $h_n = 0,5-2$  м - высота перепада воды над поверхностью шахты.

### 1.6. Расчетная протяженность трубопроводов

$$L_p = H_{ш} + L_{вс} + l_{тх} + l_{нк} + l_1 = 480 + 10 + 18 + 25 + 210 = 743 \text{ м,}$$

где  $L_{вс} = 8-12$  м - длина всасывающего трубопровода;  $l_{тх} = 15-20$  м - длина трубопровода в трубном ходке;  $l_{нк} = 20-30$  м — длина трубопровода в насосной камере водоотливной установки.

### 1.7. Расчетный напор насосной станции водоотлива

$$H_p = H_r + \left( 1 + \lambda_p \frac{L_p}{D_p} + \sum \xi_p \right) \frac{v_{эк}^2}{2g} = 486 + \left( 1 + 0,0327 \frac{743}{0,212} + 28 \right) \frac{2,21^2}{2 \cdot 9,81} = 521,7 \text{ м}$$

где  $\sum \xi_p = 25-30$  — расчетная сумма коэффициентов местных гидравлических сопротивлений системы трубопроводов.

## 2. РАСЧЕТ И ВЫБОР ТРУБОПРОВОДОВ

### 2.1. Расчетное давление воды в нагнетательном трубном стае

$$P_p = 10^{-6} \rho g H_p = 10^{-6} \cdot 1025 \cdot 9,81 \cdot 521,7 = 5,25 \text{ МПа,}$$

где  $\rho = 1020-1030$  кг/м<sup>3</sup> — плотность откачиваемой шахтной воды.

2.2. Минимальная по условиям прочности толщина стенки труб нагнетательного става

$$\delta_0 = \frac{1875 p_p D_p}{\sigma_p} = \frac{1875 \cdot 5,25 \cdot 0,212}{412} = 5,07 \text{ мм,}$$

где  $D_p$  — расчетный диаметр труб, м;  $\sigma_p$  — временное сопротивление разрыву материала труб, МПа. Принимаем для трубопроводов сталь марки Ст 4сп с временным сопротивлением разрыву  $\sigma_p = 412$  МПа.

### 2.3. Расчетная толщина стенок труб

$$\begin{aligned} \delta_0 &= 1,18 [\delta_0 + (0,25 + \delta_{кн}) 12] = \\ &= 1,18 [5,07 + (0,25 + 0,2) 12] = 12,4 \text{ мм,} \end{aligned}$$

где 1,18 — коэффициент, учитывающий минусовый допуск толщины стенок труб;  $\delta_{кн}$  — скорость коррозионного износа внутренней поверхности труб, мм/год;  $t = 10-15$  лет — расчетный срок службы труб.

Для кислотных шахтных вод с водородным показателем pH 6-7 скорость коррозионного износа составляет  $\delta_{KH} = 0,20$  мм/год.

2.4. Выбор труб для нагнетательного става производим по расчетным внутреннему диаметру  $D_p = 212$  мм и толщине стенки  $\delta_p = 12,4$  мм. Для нагнетательного става принимаем трубы с внутренним диаметром  $D_H = 217$  мм и толщиной стенки  $\delta = 14$  мм

$$\text{Труба } \frac{245 * 14 * 8000 \text{ ГОСТ } 8732 - 78}{Б \text{ Ст4сп } \text{ГОСТ } 8731 - 74}$$

2.2. Для всасывающего трубопровода ( $D_{вс} = D_H + 25$  мм) принимаем трубы с внутренним диаметром  $D_{вс} = 231$  мм и минимальной толщиной стенки  $\delta = 7$  мм:

$$\text{Труба } \frac{245 * 7 * 8000 \text{ ГОСТ } 8732 - 78}{Б \text{ Ст4сп } \text{ГОСТ } 8731 - 74}$$

2.6. Принимаем количество трубопроводов нагнетательного става:

$$Z_{тр} = 2 \text{ (рабочий и резервный).}$$

### 3. ВЫБОР НАСОСОВ И СХЕМЫ ИХ СОЕДИНЕНИЯ

3.1. Выбор насосов производим по расчетным расходу  $Q_p = 280$  м<sup>3</sup>/ч и напору  $H_p = 521,7$  м с ориентацией на многоступенчатые секционные насосы марки ЦНС. В соответствии с полями рабочих режимов, представленными на рис. 1, принимаем для водоотлива насос марки ЦНС 300-120...600 со следующей технической характеристикой: номинальная подача —  $Q_H = 300$  м<sup>3</sup>/ч; номинальный напор —  $H_H = 120 \times 600$  м; максимальный КПД — 0,71; частота вращения —  $n = 1475$  об/мин; количество ступеней —  $i_{ст} = 2-10$ .

3.2. Напорная характеристика ступени насоса марки ЦНС 300-120...600 приведена в табл. 1.

3.3 Расчетное число ступеней насоса

$$i_{ст} = \frac{H_p}{H_1} = \frac{521,7}{59} = 8,84$$

Таблица 1.1

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	75	150	225	300	375
$H_1, \text{ м}$	67	68	67.5	66	60	48,5



$\eta, \%$	0	36	59	69	71	66
$\Delta h_{д}, м$	—	—	—	3,2	4,0	5,8

где  $H_1 = 59$  м — напор ступени насоса при расходе, близком к расчетной производительности водоотливной установки. Принимаем  $i_{СТ} = 9$ .

### 3.4 Количество рабочих насосов и схема их соединения.

Принимаем  $Z_p = 1$ , так как расчетные напор и расход обеспечиваются одним насосом.

3.5 Количество насосов горячего резерва назначается из следующих условий: насосы должны быть однотипными; объем резерва — не менее 100 %; суммарная подача насосов рабочих и горячего резерва должна обеспечивать расчетную производительность водоотливной установки по максимальному суточному водопритоку  $Q_{pm} = 740$  м<sup>3</sup>/ч. Принимаем  $Z_{гр} = 2$ .

3.6. Количество насосов холодного резерва выбирается из условия, что их суммарная производительность должна быть не менее 50 % от суммарной производительности рабочих насосов. Кроме того, насосы должны быть однотипными.

Принимаем  $Z_{хр} = 1$ .

### 3.7. Общее количество насосов на насосной станции водоотлива

$$Z_H = Z_p + Z_{гр} + Z_{хр} = 1 + 2 + 1 = 4.$$

## 4. КОММУТАЦИОННАЯ ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СХЕМА НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ВОДООТЛИВА

Насосы на водоотливной установке должны быть соединены с трубопроводами таким образом, чтобы любой из них мог подключаться к любому трубопроводу нагнетательного става. При диаметре труб нагнетательного става  $D \leq 300$  мм обычно используют типовую коммутационную схему с кольцевым трубопроводом у потолка насосной камеры и общим приемным зумпфом.

Схема коммутации насосного оборудования представлена на рис. 1.

## 5. РАСЧЕТ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВНЕШНЕЙ СЕТИ

### 5.1. Коэффициенты линейных гидравлических сопротивлений:

а) нагнетательного трубопровода

$$\lambda_H = \frac{0,0195}{\sqrt[3]{D_H}} = \frac{0,0195}{\sqrt[3]{0,217}} = 0,0324$$

б) всасывающего трубопровода

$$\lambda_H = \frac{0,0195}{\sqrt[3]{D_{BC}}} = \frac{0,0195}{\sqrt[3]{0,231}} = 0,0319$$

где  $D_H = 0,217$  м и  $D_{BC} = 0,231$  м — диаметры соответственно нагнетательного и всасывающего трубопроводов.

5.2. Протяженность трубопроводов:

а) всасывающего  $L_{BC} = 10$  м;

б) нагнетательного  $L_H = L_p - L_{BC} = 743 - 10 = 733$  м.

5.3. Результаты расчета суммы коэффициентов местных гидравлических сопротивлений всасывающего трубопровода приведены в табл. 1. 2.

Таблица 1.2.

Устройство	Коэффициент сопротивления $\xi_i$	Количество $n_i$	$\xi_i n_i$
Приемный клапан с сеткой	4,4	1	4,4
Нормальное колено с углом поворота $90^\circ$	0,182	3	0,546
Сальниковый компенсатор	0,2	1	0,2
ИТОГО	$\sum \xi_{BC} = 5,15$		

5.4. Количество фланцевых стыков в трубопроводе нагнетательного става

$$Z_{CT} = \frac{L_H}{l_T} = \frac{733}{8} = 92$$

где  $l_T = 8$  м — длина одной трубы стандартной длины.

5.5 Результаты расчета суммы коэффициентов местных сопротивлений нагнетательного трубопровода приведены в табл. 1.3.

Таблица 1. 3

Устройство	Коэффициент сопротивления $\xi_i$	Количество $n_i$	$\xi_i n_i$
Задвижки открытые	0,08	3	0,24
Обратные клапаны	5,5	2	11,0
Нормальное колено с углом поворота 90°	0,168	3	0,504
Нормальное колено с углом поворота 135°	0,084	2	0,168
Тройники	0,75	2	1,5
Сальниковый компенсатор	0,2	6	1,2
Воздушная колонна	0,5	1	0,5
Фланцевые стыки	0,15	92	13,8
<b>ИТОГО</b>	$\sum \xi_{BC} = 28,9$		

5.6. Обобщенный коэффициент сопротивления внешней сети

$$R_c = \left(1 + \lambda_{bc} \frac{l_{bc} D_H^4}{D_{bc} D_{bc}^4} + \lambda_H \frac{LH}{DH} + \sum \xi_{bc} \frac{D_H^4}{D_{bc}^4} + \sum \xi_H\right) \frac{6,25 * 10^{-8}}{g D_H^4} =$$

$$\left(1 + 0,319 \frac{10 * 0,217^4}{0,231 * 0,231^4} + 0,0324 \frac{733}{0,217} + 5,15 \frac{0,217^4}{0,231^4} + 28,9\right) * \frac{6,25 * 10^{-8}}{9,81 * 0,217^4} = 4,15 * 10^{-4} \text{ ч}^2/\text{м}^5$$

5.7 Расчет напорной характеристики внешней сети производим по формуле

$$H_c = H_r + R_c Q^2$$

где  $Q$  — расход насоса, м<sup>3</sup>/ч.

Результаты расчета приведены в табл. 1.4.

Таблица 1. 4.

Q, м <sup>3</sup> /ч	0	75	150	225	300	375
H <sub>c</sub> , м	486	490,7	495,3	507,0	523,4	544,4

## 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ И АНАЛИЗ РАБОЧЕГО РЕЖИМА ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ

6.1. Сводная таблица для графического определения рабочего режима представлена в табл. 1.5

Таблица 1.5

Q, м <sup>3</sup> /ч	0	75	150	225	300	375
Q <sub>нс</sub> м <sup>3</sup> /ч	0	75	150	225	300	375
H <sub>1</sub> , м	67	68	67,5	66	60	48,5
H <sub>нс</sub> , м	603	612	607,5	594	540	436,5
H <sub>с</sub> , м	486	490,7	495,3	507,0	523,4	544,4
η, %	0	36	59	69	71	66
Δh <sub>д</sub> , м	—	—	—	3,2	4,0	5,8
H <sub>вп</sub> , м	—	—	—	6,51	5,71	3,91

Примечания к табл. 1.5

1. Производительность насосной станции определяется следующим образом:

$$Q_{нс} = Q_{зпр} = Q * i = Q$$

где Z<sub>пр</sub> — количество рабочих насосов в параллельном соединении.

2. Напор насосной станции

$$H_{нс} = H_1 i_{ст}$$

где i<sub>ст</sub> — суммарное количество ступеней рабочих насосов.

3. Допустимая вакуумметрическая высота всасывания насосов рассчитывается по формуле

$$H_{вд} = \frac{p_0 - p_{п}}{\rho g} - \Delta h_{д}$$

где  $p_0 = 10^5$  Па — атмосферное давление;  $p_{п} = 2337$  Па — давление насыщенных паров воды при температуре  $t = 20$  °С.

6.2. Графическое определение рабочего режима водоотливной установки представлено на рис. 1.2. Рабочий режим водоотливной установки характеризуется следующими параметрами:

1. Действительная подача насосной станции —  $Q_{д} = 314$  м<sup>3</sup>/ч.

2. Действительный напор —  $H_{д} = 527$  м.

3. КПД при действительном рабочем режиме —  $\eta_{д} = 0,70$ .

4. Допустимая вакуумметрическая высота всасывания при действительном рабочем режиме  $H_{вдд} = 5,45$  м.

6.3. Проверка рабочего режима:

6.3.1. Обеспечение расчетного расхода

$Q_{д} \geq Q_{р} \Rightarrow 314 > 280$ . Условие выполняется.

6.3.2. Обеспечение устойчивости рабочего режима

$H_{г} \leq 0,9H_0$ , где  $H_0$  — напор насоса при нулевой подаче.

$486 < 0,9 * 603 = 542,7$ . Условие выполняется

### 6.3.3. Экономичность рабочего режима

$\eta_D \geq 0,90 \cdot \eta_{\max} \Rightarrow 0,70 > 0,9 \cdot 0,71 = 0,639$ . Условие выполняется.

### 6.3.4. Отсутствие кавитации при работе насосов

$$H_{\max} = H_{\text{вс}} + \left( \lambda_{\text{вс}} \frac{L_{\text{вс}}}{D_{\text{вс}}} + \sum \xi_{\text{вс}} \right) \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} \leq H_{\text{вдд}}$$

где  $v_{\text{вс}}$  — скорость воды во всасывающем трубопроводе при действительной подаче,

$$v_{\text{вс}} = \frac{4Q_{\partial}}{3600 \cdot \pi D_{\text{вс}}^2} = \frac{4 \cdot 314}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,231^2} = 2,08 \text{ м/с.}$$

$$H_{\text{вак}} = 4,5 + \left( \left( 0,0318 \frac{10}{0,231} + 5,15 \right) \frac{2,08^2}{2 \cdot 9,81} \right) = 5,94 \text{ м}$$

$H_{\text{вак}} = 5,94 \text{ м} > H_{\text{вдд}} = 5,45 \text{ м}$ . Условие не выполняется.

## 7. ДОПУСТИМАЯ ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ И ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВСАСЫВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ НАСОСОВ

### 7.1. Допустимая высота всасывания насосов

$$H_{\text{вак}} = H_{\text{вдд}} - \left( \lambda_{\text{вс}} \frac{L_{\text{вс}}}{D_{\text{вс}}} + \sum \xi_{\text{вс}} \right) \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} = 5,45 - \left( 0,0318 \frac{10}{0,231} + 5,15 \right) \frac{2,08^2}{2 \cdot 9,81} = 4,01 \text{ м.}$$

7.2. Обеспечение необходимой всасывающей способности насосов и работе без кавитации. Так как  $H_{\text{всл}} > 3,5 \text{ м}$ , для обеспечения кавитационной работы водоотливной установки не требуется дополнительных технических средств. Достаточно расположить насосные агрегаты таким образом, чтобы ось вращения находилась на высоте не более 4 м над уровнем воды в водосборнике.

## 8. ПРИВОД НАСОСОВ И ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЕ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ

### 8.1. Расчетная мощность электропривода насоса

$$N_p = (1,1 - 1,15) 10^{-3} \rho g \frac{H_D \cdot Q_D}{3600 \cdot \eta_D \cdot Z_{\text{пр}}} = 1,15 \cdot 10^{-3} 1025 \cdot 9,81 \frac{527 \cdot 314}{3600 \cdot 0,7 \cdot 1} = 759,3 \text{ кВт.}$$

8.2 В качестве привода насосов принимаем электродвигатели марки ВАО 630 М4 со следующими техническими характеристиками:

1. Мощность  $N = 800 \text{ кВт}$ .
2. Синхронная частота вращения  $n = 1500 \text{ об/мин}$ .

3. Напряжение питающего тока  $V = 6000$  В.

4. КПД двигателя  $\eta_{\text{д}} = 0,954$ .

5.  $\cos\phi = 0,9$ .

8.3. Расчетное число машино-часов работы насосов в сутки:

а) при откачке нормального притока

$$T_H = \frac{Q_H}{Q_D} = \frac{5600}{314} = 17,83 \text{ ч.}$$

б) при откачке максимального водопритока

$$T_M = \frac{Q_{MAX}}{Q_D} = \frac{14800}{314} = 47,13 \text{ ч.}$$

8.4. Потребление электроэнергии насосным оборудованием водоотливной установки

$$E_r = 1,05 \cdot 10^{-3} \rho g \frac{H_D Q g}{3600 \cdot \eta_D \cdot \eta_{ЭС}} [(365 - N_M) T_H + N_M T_M] = 1,05 \cdot 10^{-3} \\ 1025,9,81 \frac{527 \cdot 314}{3600 \cdot 0,7 \cdot 0,954 \cdot 0,96} \times [(365 - 60) 17,83 + 60 \cdot 47,13] =$$

$6257 \cdot 10^6$  кВт·ч/год,

где  $N_n = 60$  сут — количество дней в году с максимальным водопритоком;

$\eta_{ЭС} = 0,92:0,96$  — КПД питающей электрической сети.

8.5. Удельный расход электроэнергии, отнесенный к единице объема откачиваемой воды,

$$e = \frac{E_r}{(365 - N_M) Q_H + N \cdot Q_{\max}} = \frac{6,257 \cdot 10^6}{(365 - 60) 5600 + 60 \cdot 14800} = 2,41 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$$

## ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 2

### РАСЧЕТ УСТАНОВКИ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ ШАХТЫ

Исходные данные для расчета

1. Необходимый расход воздуха для проветривания шахты— $Q_B=90\text{ м}^3/\text{с}$ .

2. Расчетная депрессия вентиляционной сети шахты:

максимальная —  $h_{\max} = 3100 \text{ Па}$ ;

минимальная —  $h_{\min} = 2200 \text{ Па}$ .

3. Местоположение вентиляторной установки — у клетового ствола.

### ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯТОРА

1. Расчетная подача вентилятора

$$Q_p = k_y Q_a = 1,2 * 90 = 108 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $k_y = 1,2$  — коэффициент, учитывающий утечки через шахтный ствол и подводящие каналы вентиляторной установки. При расположении вентиляторной установки у клетового ствола  $k_y = 1,2$ .

2. Выбор типа вентилятора. Выбор производят, используя диаграммы полей рабочих режимов вентиляторов серий ВОД и ВЦ (ВЦД). На диаграммы наносят две точки, одна из которых имеет координаты  $Q_p$  и  $h_{\max}$ , а другая —  $Q_p$  и  $h_{\min}$ . Если обе точки попадают одновременно в поля рабочих режимов двух типов вентиляторов, то предпочтение отдается тому, который обеспечивает необходимые рабочие режимы при большей величине средневзвешенного статического КПД. В нашем случае расчетным параметрам соответствует один вентилятор — ВЦ32/600 с диаметром рабочего колеса 3,2 м и частотой вращения 600 об/мин.

Аэродинамические характеристики выбранного вентилятора представлены на рис. 3, из которого видно, что расчетная подача вентилятора реализуется со следующими значениями статического КПД: при максимальной депрессии (точка 2) —  $\eta_{\max} = 0,74$ ; при минимальной депрессии (точка 1) —  $\eta_{\min} = 0,62$ .

Средневзвешенный статический КПД вентилятор

$$\eta_{cp} = \frac{h_{\max} + h_{\min}}{h_{\max}/\eta_{\max} + h_{\min}/\eta_{\min}} = \frac{3100 + 2200}{3100/0,74 + 2200/0,62} = 0,685$$

3. Обобщенные коэффициенты сопротивления вентиляционной сети:

• при максимальной депрессии

$$R_{\max} = h_{\max}/Q_p^2 = 3100/108^2 = 0,2658;$$

• при минимальной депрессии

$$R_{\min} = h_{\min} / Q_p^2 = 2200/108^2 = 0,1885.$$

4. Расчет аэродинамических характеристик вентиляционной сети производим по формуле

$$h_{c,i} = R_i Q^2.$$

Результаты расчета представлены в табл. 6.

Таблица 6

$Q, \text{м}^3/\text{с}$	60	90	108	120	135	150
$h_{c.\max} = R_{\max} Q^2, \text{Па}$	957	2153	3100	3827	4844	5980
$H_{c.\min} = R_{\min} Q^2, \text{Па}$	679	1528	2200	2716	3438	4244

5. Графическое определение параметров рабочих режимов вентилятора (рис. 2.1).

5.1. При расчетных рабочих режимах (точки 1 и 2 на рис. 2.1):

- при максимальной депрессии

$$Q_1 = 108 \text{ м}^3/\text{с}; h_1 = 3100 \text{ Па}; \Theta_{\text{на}1} = 35^\circ; \eta_{\min} = 0,74;$$

- при минимальной депрессии

$$Q_2 = 108 \text{ м}^3/\text{с}; h_2 = 2200 \text{ Па}; \Theta_{\text{на}2} = 42^\circ; \eta_2 = 0,62.$$

5.2. При форсированных рабочих режимах (точки 5 и 6 на рис. 3):

- при максимальной депрессии

$$Q_5 = 125 \text{ м}^3/\text{с}; h_5 = 4140 \text{ Па}; \Theta_{\text{на}5} = -25^\circ; \eta_5 = 0,79;$$

- при минимальной депрессии

$$Q_6 = 137 \text{ м}^3/\text{с}; h_6 = 3560 \text{ Па}; \Theta_{\text{на}6} = -25^\circ; \eta_6 = 0,76.$$

6. Резерв производительности вентиляторной установки при расчетных режимах проветривания:

- при максимальной депрессии

$$\Delta \bar{Q}_1 = 100 \left( \frac{Q_5}{Q_p} - 1 \right) = 100 \left( \frac{125}{108} - 1 \right) = 15,7 \%$$

- при минимальной депрессии

$$\Delta \bar{Q}_2 = 100 \left( \frac{Q_6}{Q_p} - 1 \right) = 100 \left( \frac{137}{108} - 1 \right) = 26,8 \%$$

7. Расчетная мощность на валу вентилятора:

- при максимальной депрессии



$$N_1 = 10^{-3} h_1 Q_1 / \eta_1 = 10^{-3} \cdot 3100 \cdot 108 / 0,74 = 452,4 \text{ кВт} ;$$

$$N_5 = 10^{-3} h_5 Q_5 / \eta_5 = 10^{-3} \cdot 4140 \cdot 125 / 0,79 = 655,1 \text{ кВт} ;$$

• при минимальной депрессии

$$N_2 = 10^{-3} h_2 Q_2 / \eta_2 = 10^{-3} \cdot 2200 \cdot 108 / 0,62 = 383,2 \text{ кВт};$$

$$N_6 = 10^{-3} h_6 Q_6 / \eta_6 = 10^{-3} \cdot 3560 \cdot 137 / 0,76 = 641,7 \text{ кВт} .$$

8. Выбор электродвигателя для вентилятора производится по наибольшей из полученных выше расчетных мощностей с учетом резерва не менее 10-15 %:

$$N_p = (1,1-1,15) 655,1 = 720,6-753,4 \text{ кВт}.$$

В качестве привода вентилятора принимаем синхронный электродвигатель СДВ-15-39-10 со следующими характеристиками: номинальная мощность  $N = 800$  кВт; частота вращения  $n = 600$  об/мин; коэффициент полезного действия  $\eta_{эд} = 0,943$ .

9. Среднегодовой расход электроэнергии

$$E_r = 1,05 \frac{N_1 + N_2}{2 \eta_{cp} \eta_{эс} \eta_{эд}} = 1,05 \frac{452,24 + 383,2}{2 \cdot 0,685 \cdot 0,943 \cdot 0,95} = 6,26 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

где  $\eta_{эс} = 0,94-0,96$  — КПД питающей электрической сети.

## ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3

### РАСЧЕТ ШАХТНОЙ СТАЦИОНАРНОЙ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Исходные данные для расчета

2. Расстояние между узловыми точками пневматической сети:

$L_{1-2} = 520$  м;  $L_{2-3} = 160$  м;  $L_{2-4} = 420$  м;  $L_{3-5} = 180$  м;  $L_{3-6} = 240$  м;

$L_{4-9} = 640$  м;  $L_{4-10} = 580$  м;  $L_{5-8} = 340$  м;  $L_{5-11} = 460$  м;  $L_{5-12} = 420$  м;

$L_{6-7} = 440$  м;  $L_{6-15} = 320$  м;  $L_{6-16} = 400$  м;  $L_{7-17} = 420$  м;  $L_{7-18} = 510$  м;

$L_{8-13} = 440$  м;  $L_{8-14} = 460$  м.

3. Технические характеристики потребителей сжатого воздуха представлены в табл. 3.1.

4. Распределение потребителей сжатого воздуха по пунктам потребления:

пункт 9 — (1гп + 1ск + 6мо + 1бм + 1вм);

пункт 10 — (1гв + 1бс + 1вм + 1мл + 1нп);

пункт 11 — (1пм + 12мо + 2бм + 1вм + 1нп);

пункт 12 — (1ко + 2ск + 1вм + 2мл + 1нп);

пункт 13 — (1бс + 6мо + 1бм + 1вм + 2сл);

пункт 14 — (1ко + 2ск + 1вм + 1мл + 1нп);

пункт 15 — (1гп + 1ск + 5мо + 1бм);

пункт 16 — (2гв + 6мо + 1бм + 2мл + 2нп);

пункт 17 — (8мо + 2бм + 2вм + 2сл);

пункт 18 — (2пм + 10мо + 1бм + 1вм).

Примечание. Цифры перед буквенными обозначениями потребителей сжатого воздуха означают их количество в соответствующих пунктах.

Таблица 3.1.

Технические характеристики потребителей сжатого воздуха

Потребители сжатого воздуха (обозначение)	Количество $n_i$	$q_i$ $\text{м}^3/\text{мин}$	$p_{ni}$ бар	$K_{3i}$	$\Psi_i$	$K_{vi}$
Очистные комбайны (ко)	2	48	4,5	1,0	1,10	1,0
Погрузочные машины (пм)	3	22	5,0	0,25	1,10	0,4
Грейферы проходческие (гп)	2	20	5,6	0,38	1,15	0,45
Маневровые лебедки (мл)	6	10	3,5	0,80	1,20	0,15

Скребокковые конвейеры (ск)	6	16	3,5	0,80	1,10	1,0
Буробсбобечные станки (бс)	2	16	4,5	1,0	1,20	0,5
Отбобные молотки (мо)	53	1,4	4,0	1,0	1,15	0,4
Бурильные молотки (бм)	9	3,5	5,0	1,0	1,15	0,65
Вентильяторы ВМП (вм)	9	5,0	4,0	0,7	1,0	1,0
Пневматические насосы (нп)	6	2,5	4,0	0,8	1,05	1,0
Скреперные лебедки (сл)	4	2,5	5,0	0,8	1,20	0,5
Гировозы (гв)	3	35	5,5	1,0	1,15	0,3

## 1. РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

1.1 Общее количество потребителей сжатого воздуха

$$n_c = \sum n_i = n_1 + n_2 + \dots + n_m = 2 + 3 + 2 + 6 + 6 + 2 + 53 + 9 + 9 + 6 + 4 + 3 = 105.$$

1.2. Средневзвешенный коэффициент включения потребителей

$$K_B = \frac{\sum_1^m n_i q_i k_{3i} \psi_i k_{Bi}}{\sum_1^m n_i q_i k_{3i} \psi_i} = \frac{375,8}{617,7} = 0.608$$

где  $n_i$  — количество одноименных потребителей  $i$ -го типа;  $q_i$  — номинальный расход сжатого воздуха одним потребителем указанного типа;  $k_{3i}$  — коэффициент загрузки;  $\psi_i$  — коэффициент, учитывающий увеличение расхода воздуха из-за износа машин и механизмов;  $k_{Bi}$  — коэффициенты включения машин и механизмов;  $m$  — количество групп однотипных потребителей. Численные значения параметров и коэффициентов принимаются в соответствии с табл. 7.

$$\sum_1^m n_i q_i k_{3i} \psi_i k_{Bi} = 2 * 48 * 1,0 * 1,1 * 1,0 + 3 * 22 * 0,25 * 1,1 * 0,4 + 2 * 20 * 0,38 * 1,15 * 0,45 + 6 * 10 * 0,8 * 1,2 * 0,15 + 6 * 16 * 0,8 * 1,1 * 1,0 + 2 * 16 * 1,0 * 1,2 * 0,5 + 53 * 1,4 * 1,0 * 1,15 * 0,4 + 9 * 3,5 * 1,0 * 1,15 * 0,65 + 9 * 5,0 * 0,7 * 1,0 * 1,0 + 6 * 2,5 * 0,8 * 1,05 * 1,0 + 4 * 2,5 * 0,8 * 1,2 * 0,5 + 3 * 35 * 1,0 * 1,15 * 0,3 = 375,8 \text{ м}^3/\text{мин};$$

$$\sum_1^m n_i q_i k_{3i} \psi_i = 2 * 48 * 1,0 * 1,1 + 3 * 22 * 0,25 * 1,1 + 2 * 20 * 0,38 * 1,15 + 6 * 10 * 0,8 * 1,2 + 6 * 16 * 0,8 * 1,1 + 2 * 16 * 1,0 * 1,2 + 53 * 1,4 * 1,0 * 1,15 + 9 * 3,5 * 1,0 * 1,15 + 9 * 5,0 * 0,7 * 1,0 + 6 * 2,5 * 0,8 * 1,05 + 4 * 2,5 * 0,8 * 1,2 + 3 * 35 * 1,0 * 1,15 = 617,7$$

$$1,0 * 1,15 + 9 * 5,0 * 0,7 * 1,0 + 6 * 2,5 * 0,8 * 1,05 + 4 * 2,5 * 0,8 * 1,2 + 3 * 35 * 1,0 * 1,15 = 617,7 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Коэффициент одновременности работы потребителей  $K_0$  определяется графически по заданным  $p_c$  и  $K_t$  с использованием диаграммы,  $K_0 = 0,72$ .

Расчетный суммарный расход воздуха потребителями

$$Q_n = \mu K_0 \sum_1^m n_i q_i k_{3i} \psi_i = 1,10,72 \cdot 617,7 = 489,2 \text{ м}^3/\text{мин},$$

где  $\mu = 1,05 + 1,15$  — коэффициент запаса на неучтенные потребители сжатого воздуха в шахте и на поверхности.

1.5. Суммарная протяженность трубопроводов пневматической сети

$$\sum_1^m L_{i-j} = L_{1-2} + L_{3-3} \dots = 520 + 160 + 420 + 180 + 240 + 640 + 580 + 340 + 460 + 420 + 440 + 320 + 400 + 420 + 510 + 440 + 460 = 6950 \text{ м}.$$

1.6. Величина утечек из-за негерметичности системы трубопроводов пневматической сети

$$Q_{yc} = \frac{p+1}{6} a \sum_1^m L_{i-j} = \frac{5+1}{6} 0,003 \cdot 6950 = 20,85 \text{ м}^3/\text{мин},$$

где  $p = 5$  бар — расчетное среднее давление сжатого воздуха в пунктах потребления;  $a = 0,003 \text{ м}^3/(\text{мин} \cdot \text{м})$  — допустимая величина удельных потерь сжатого воздуха при расчетном давлении у потребителей 5 бар, отнесенная к единице длины трубопровода.

1.7. Величина утечек в пунктах воздухопотребления

$$Q_{yc} = \frac{p+1}{6} b \sum_1^m n_i = \frac{5+1}{6} 0,4 \cdot 105 = 42,0 \text{ м}^3/\text{мин},$$

где  $b = 0,4 \text{ м}^3/\text{мин}$  — нормативная величина утечек в присоединительных элементах при давлении сжатого воздуха 5 бар.

1.8. Расчетная производительность компрессорной станции

$$Q_{kc} + Q_n + Q_{yc} + Q_{yn} = 489,2 + 20,8 + 42,0 = 552,0 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

## 2. РАСЧЕТ ПУТЕВЫХ РАСХОДОВ СЖАТОГО ВОЗДУХА

2.1. Расчет путевого расхода сжатого воздуха на периферийных участках пневматической сети производится по формуле

$$Q_{i-j} = \sum_1^m n_i q_i k_{3i} \psi_i k_{Bi} + a L_{i-j} + b \sum_1^m n_i$$

2.2. Путь расход сжатого воздуха на участках магистрального трубопровода определяется следующим образом:

$$Q_{i-j} = \sum(Q_{i-j}) + aL_{i-j}$$

где  $Q_{i-j}$  — путь расходы присоединяемых периферических участков пневматической сети.

2.3. Результаты расчета путь расходов представлены в табл.3.2.

Таблица. 3.2

Обозначение участка сети, i-j	Потребление сжатого воздуха в конечном пункте участка или перечень потребителей, подключенных к конечному пункту	Длина участка а $L_{i-j}$ , м	Количество потребителей $n_{i-j}$	Путь расход воздуха $Q_{i-j}$ м <sup>3</sup> /мин
4-9	1гп+1ск+6мо+1бм+1вм	640	10	33,9
4-10	1гв+1бс+1вм+1мл+1нп	580	5	32,4
5-11	1пм+12мо+2бм+1вм+1нп	460	17	29,2
5-12	1ко+2ск+1вм+2мл+1нп	420	7	23,5
6-15	2гп+1ск+5мо+1бм	320	8	28,0
6-16	2гв+6мо+1бм+2мл+2нп	400	13	44,1
7-17	8мо+2бм+2вм+2сл	420	14	26,7
7-18	2пм+10мо+1бм+1вм	510	14	24,5
8-13	1бс6мо+1бм+1вм+2сл	440	11	27,7
8-14	1ко+2ск+1вм+1мл+1нп	460	6	91,8
5-8	$Q_{8-13}+Q_{8-14}$	340	-	120,5
6-7	$Q_{7-17}+Q_{7-18}$	440	-	52,5
3-6	$Q_{6-7}+Q_{6-15}+Q_{6-16}$	240	-	125,3
3-5	$Q_{5-8}+Q_{5-11}+Q_{5-12}$	180	-	173,7
2-3	$Q_{3-5}+Q_{3-6}$	160	-	299,5
2-4	$Q_{4-9}+Q_{4-10}$	420	-	67,6
1-2	$Q_{2-3}+Q_{2-4}$	520	-	368,7

### 3. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СЕТИ

3.1. Среднее давление в воздухопроводах пневматической

$$P_c = P_{п, \max} + \frac{\Delta P_{\max}}{2} = 5,6 + \frac{1,8}{2} = 6,5 \text{ бар},$$

где  $p_{п, \max} = 5,6$  бар — максимальное рабочее давление потребителей в соответствии с табл. П-1;

$\Delta P_{\max} = 1,5-5-2,0$  бар — предварительно заданная максимальная потеря давления в воздухопроводах пневматической сети.

3.2. Нормативная удельная потеря давления

$$\Delta P_{ун} = 0,0002/0,0004 \text{ бар/м} = 20/40 \text{ Па/м}.$$

3.3. По заданным путевым расходам  $Q_{i-j}$  (табл. 8), а также среднему давлению  $p_c = 6,5$  бар и нормативному значению  $\Delta P_{ун} = 30$  Па/м графически с использованием номограммы, определяются диаметры труб  $Q_{i-j}$  и действительные удельные потери  $\Delta P_{ун}$  на участках пневматической сети.

3.4. Полная потеря давления на участках пневматической сети определяется по формуле

$$\Delta P_{i-j} = 1,5 \cdot \Delta P_{уд} L_{i-j}$$

где 1,15 — коэффициент, учитывающий местные потери давления на стыках труб и в пускорегулирующей и предохранительной арматуре

3.5. Результаты расчетов потерь давления на участках пневматической сети представлены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

i-j	$Q_{i-j}$ м <sup>3</sup> /мин	$Q_{i-j}$ , мм	$\Delta P_{уд}$ Па/м	$L_{i-j}$ , м	$\Delta P_{i-j}$ , бар
4—9	33,9	125	45	640	0,331
4—Ю	32,4	125	43	580	0,287
5—11	29,2	125	33	460	0,175
5—12	23,5	125	22	420	0,106
6—15	28,0	125	32	320	0,118
6—16	44,1	150	31	400	0,143
7—17	26,7	125	24	420	0,116
7—18	24,5	125	25	510	0,147
8—13	27,7	125	32	440	0,162
8—14	91,8	200	31	460	0,164
5—8	120,5	200	41	340	0,160
6—7	52,5	150	47	440	0,238
3—6	125,3	200	42	240	0,116
3—5	173,7	250	43	ISO	0,089

2—3	299,5	300	46	160	0,085
2—4	67,6	150	72	420	0,348
1—2	368,7	350	60	520	0,359

#### 4. РАСЧЕТНОЕ ДАВЛЕНИЕ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

4.1. Расчетное давление компрессорной станции по максимальному рабочему давлению потребителей (пункт потребления 9)

$$P = p_{п.МАХ} + \sum \Delta P_{i-j} = \Delta P_{п.мах} + \Delta P_{1-2} + \Delta P_{2-4} + \Delta P_{4-9} = 5,6 + 0,359 + 0,348 + 0,331 = 6,64 \text{ бар,}$$

Где  $p_{п.тах} = 5,6$  бар — максимальное рабочее давление потребителей в соответствии с табл. 7;  $\sum \Delta P_{i-j}$  — суммарные потери давления в воздухопроводах от компрессорной станции до потребителя с максимальным рабочим давлением.

4.2. Расчетное давление компрессорной станции по наиболее протяженному участку пневматической сети (пункт потребления 18)

$$P = p_{п.МАХ} + \sum \Delta P_{i-j} = P_{п} + \Delta P_{1-2} + \Delta P_{2-3} + \Delta P_{3-6} + \Delta P_{6-7} + \Delta P_{7-18} = 5,0 + 0,359 + 0,085 + 0,116 + 0,238 + 0,147 = 5,945 \text{ бар,}$$

Где  $P_{п} = 5,0$  бар — максимальное рабочее давление потребителя в наиболее удаленном пункте воздухопотребления;  $\sum \Delta P_{i-j}$  — суммарная потеря давления в воздухопроводах до наиболее удаленного потребителя сжатого воздуха.

4.3. В качестве расчетного принимаем наибольшее из двух вычисленных давлений, т. е.  $p = 6,64$  бар.

#### 5. ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

5.1. Выбор компрессоров производится по расчетной производительности компрессорной станции  $Q_K = 552 \text{ м}^3/\text{мин}$  и расчетному давлению  $p = 6,64$  бар. В рассматриваемом примере возможны два варианта компрессорного оборудования пневматической установки:

а) 5 однотипных поршневых рабочих компрессора марки 4ВМ10-П0/9 и 2 резервных компрессора той же марки (итого:  $5 + 2 = 7$  компрессорных агрегатов);

б) 2 рабочих и 1 резервный турбокомпрессоры марки К-250-61-2, а также 1 рабочий и 1 резервный поршневые компрессоры 4ВМ10-63/9 (итого:  $3 + 2 = 5$  компрессорных агрегатов).

Выбирается первый вариант оборудования пневматической установки с одноступенными компрессорами 4ВМ10-110/9, имеющими следующие технические характеристики: производительность —  $Q_k = 110 \text{ м}^3/\text{мин}$ ; избыточное давление —  $p = 8 \text{ бар}$ ; мощность электропривода —  $630 \text{ кВт}$ ; масса компрессора —  $18,7 \text{ т}$ .

5.2. Общее количество компрессоров

$$Z_k = Z_{\text{раб}} + Z_{\text{рез}} = 5 + 2 = 7.$$

5.3. При количестве компрессоров  $Z_k > 3$  на каждую пару компрессорных агрегатов предусматривают один общий воздухохранилище. Следовательно, необходимое количество воздухохранилищ на компрессорной станции

$$Z_B = Z_k / 2 = 7 / 2 = 3,5$$

Принимаем  $Z_B = 3$ , учитывая, что  $Z_{\text{раб}} = 5$ .

5.4. Расчетная вместимость воздухохранилища

$$Q_B = 1,6 \sqrt{2 Q_k} + 1,6 \sqrt{2 * 110} = 23,7 \text{ м}^3$$

5.5. Принимаем воздухохранилище марки В-25 со следующими техническими характеристиками: вместимость —  $25 \text{ м}^3$ ; внутренний диаметр —  $2,0 \text{ м}$ ; толщина обечайки —  $9 \text{ мм}$ ; толщина днища —  $12 \text{ мм}$ ; масса воздухохранилища —  $4,615 \text{ т}$ .

5.6. Для воздухохранилищ предусматриваются маслоотделители марки V-3,20 со следующими техническими характеристиками: вместимость —  $3,2 \text{ м}^3$ ; избыточное давление —  $8 \text{ бар}$ ; масса —  $1,09 \text{ т}$ .

5.7. Для каждого компрессорного агрегата предусматриваем вертикальный кожухотрубный концевой охладитель марки ХК-100 со следующими техническими характеристиками: поверхность охлаждения —  $180 \text{ м}^2$ ; избыточное давление воздуха —  $8 \text{ бар}$ ; избыточное давление охлаждающей воды —  $2 \text{ бар}$ ; температура воздуха на входе —  $140^\circ\text{C}$ ; температура воздуха на выходе —  $30^\circ\text{C}$ ; температура охлаждающей воды —  $20^\circ\text{C}$ ; масса охладителя —  $2,74 \text{ т}$ .

5.8. Выбор фильтров для очистки всасываемого атмосферного воздуха производится по расчетной производительности компрессорной станции. Принимаем самоочищающийся сетчатый фильтр марки КТ-40 со следующими техническими характеристиками: рабочее сечение —  $3,94 \text{ м}^2$ ; расчетный расход воздуха —  $655 \text{ м}^3/\text{мин}$ ; количество масла —  $290 \text{ кг}$ ; масса —  $0,65 \text{ т}$ .

## 6. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

6.1. Степень сжатия воздуха в ступени компрессора



$$\varepsilon_1 = \sqrt{p_2 / p_1} = \sqrt{9/1} = 3$$

где  $p_2$  и  $p_1$  — давление соответственно на выходе и на входе в компрессор.

6.2. Температура воздуха на выходе из компрессора

$$T_2 = T_1 \varepsilon_1^{\frac{n-1}{n}} = 293 * 3^{\frac{1,25-1}{1,25}} = 365 \text{ К,}$$

где  $T_1 = 293 \text{ К}$  ( $20^\circ\text{C}$ ) — температура атмосферного воздуха;

$n = 1,20 + 1,25$  — показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре.

6.3. Удельное количество теплоты, отводимой водяной рубашкой цилиндра компрессора:

$$q_\tau = \frac{k-n}{n-1} C_v (T_2 - T_1) = \frac{1,4-1,25}{1,25-1} 0,721 (365-293) = 31,1 \text{ кДж/кг,}$$

где  $k = 1,4$  — показатель адиабатного сжатия воздуха;  $C_v = 0,721 \text{ кДж/(кгК)}$  — изохорная теплоемкость воздуха.

6.4. Удельная теплота, отводимая в промежуточных и концевых охладителях пневматической установки:

$$q_{\text{ох}} = C_n (T_H - T_K) = 1,005 (365 - 293) = 72,4 \text{ кДж/кг,}$$

где  $C_p = 1,005 \text{ кДж/(кгК)}$  — изобарная теплоемкость воздуха;  $T_H$  и  $T_K$  — температура воздуха соответственно в начале и конце пути движения в охладителях, К ( $T_H = T_2$  и  $T_K = T_1$ ).

6.5. Полное удельное количество теплоты, отводимой в компрессорном агрегате:

$$q_\tau = Z_{c\tau} q_\tau + Z_x q_{c\tau} = 2 \cdot 31,1 + 2 \cdot 97,5 = 207 \text{ кДж/кг,}$$

где  $z_{c\tau}$  и  $z_x$  — количество ступеней и количество охладителей в одном компрессорном агрегате ( $z_{c\tau} = 2$  и  $z_x = 2$ ).

6.6. Полное количество теплоты, отводимой системой охлаждения компрессорного агрегата в единицу времени:

$$E_\tau = 60 \rho_{\text{вс}} q_{\text{ох}} Q_{\text{к}} = 60 * 1,2 * 207 * 110 = 1,64 * 10^6 \text{ кДж/ч,}$$

где  $\rho_{\text{вс}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$  — плотность воздуха при нормальных атмосферных условиях;  $Q_{\text{к}} = 110 \text{ м}^3/\text{мин}$  — производительность компрессора,  $\text{м}^3/\text{мин}$ .

6.7. Расчетный расход охлаждающей воды на один компрессорный агрегат

$$Q_{\text{ов}} = \frac{E_\tau}{\rho_{\text{в}} C_{\text{в}} (t_{\text{в}2} - t_{\text{в}1})} = \frac{1,64 \cdot 10^6}{1000 * 4,2 (40 - 20)} = 19,5 \text{ м}^3/\text{ч,}$$

где  $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$  — плотность охлаждающей воды;  $C_{\text{в}} = 4,2 \text{ кДж/(кгК)}$  — теплоемкость охлаждающей воды;  $t_{\text{в}1}$  и  $t_{\text{в}2}$  — температура охлаждающей воды соответственно на входе и на выходе системы охлаждения.

6.8. Общий расход воды системой охлаждения

$$Q_p = Z_{\text{раб}} Q_{\text{ов}} = 1000 - 4,2(40 - 20)$$

6.9. Необходимая площадь брызгальных бассейнов

$$П_{\text{бб}} = (0,8 / 1,3) Q_p = (0,8 / 1,3) 97,5 = 78 / 27 \text{ м}^2.$$

**Навоийский горно – металлургический комбинат  
Навоийский государственный горный институт**

**Горный факультет**

## **ГЛОССАРИЙ**

**по дисциплине:  
“СТАЦИОНАРНЫЕ МАШИНЫ”**

## Глоссарий

**Физическая атмосфера** - это среднее давление атмосферного воздуха на уровне моря при  $0^{\circ}$ , равное  $10333 \text{ кг/м}^2$  и соответствующее высоте ртутного столба 760 мм или высоте водяного столба 10,33 м.

**Техническая атмосфера** – это давление, равное  $10\,000 \text{ кг/м}^2$  (или  $1 \text{ кг/см}^2$ ) и соответствующее высоте ртутного столба 736 мм или высоте водяного столба 10 м.

**Производительность** – подача или расход  $Q$ , т.е. количество транспортируемого турбомашинной текучего в единицу времени, измеряемое в объемных ( $\text{м}^3/\text{сек}$ ,  $\text{м}^3/\text{мин}$ ,  $\text{м}^3/\text{час}$ ) или весовых ( $\text{кг/сек}$ ,  $\text{кг/мин}$ ,  $\text{кг/час}$ ) единицах;

**Напор** – давление  $H$  или  $h$  создаваемое турбомашинной. Единицами измерения давления приняты высоты столбов жидкости (воды, ртути, спирта и т.д.) или атмосферы: физическая и техническая.

**Ползун** применяют в кривошипно-шатунных механизмах компрессоров двойного действия. Со штоком поршня он соединен наглухо, а с шатуном подвижно при помощи пальца.

**Насосная установка** в шахте необходима для откачки воды на поверхность. Различают участковую водоотливную установку для откачки воды с участка (или группы участков) до уровня околовольного двора шахты и главную водоотливную установку для выдачи воды с уровня околовольного двора на поверхность.

**Пневматическая установка** необходима для получения сжатого воздуха, используемого на шахте для работы отбойных и бурильных молотков, пневматических двигателей, лебедок, участковых насосов и т. д.

**Поршни одноступенчатых компрессоров простого действия** делают полого, в виде стакана, во внутренней части которого устанавливают палец шатуна, закрепленный в отверстиях стенки поршня. В компрессорах двойного действия применяют дисковые поршни. Для лучшего уплотнения поршня в цилиндре применяют пружинящие кольца из серого чугуна, помещаемые в выточках по окружности поршня.

**Компрессорная станция** работает три смены, работы по углю ведут в две смены, шахта работает на непрерывной рабочей неделе.