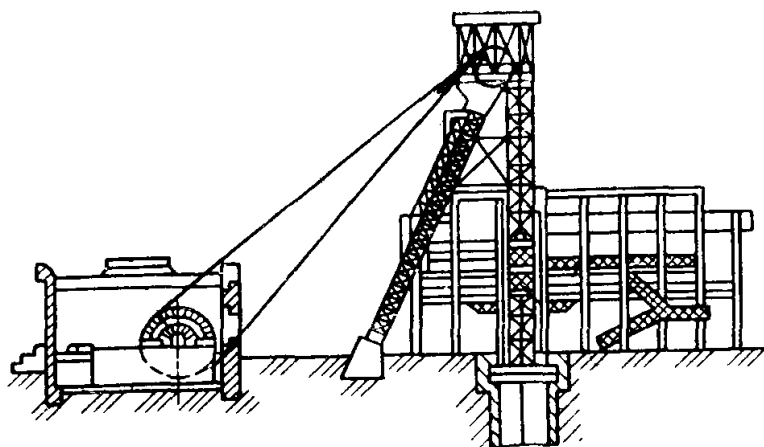


Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«ЧИТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ЧитГУ)

В. В. Медведев

Основы проектирования шахтных стационарных установок

**Учебное пособие для студентов и магистрантов
направления 130400 – Горное дело**



Чита 2005

УДК: 622.002.5: 622.673.1 (075)

ББК 33.16 Я7

М 42

ISBN

Медведев В.В. Основы проектирования шахтных стационарных установок: Учеб. Пособие/ В.В. Медведев. – Чита: ЧитГУ, 2005.-161 с.

В учебном пособии изложены общие сведения о шахтных стационарных машинах, рассмотрены методики и приведены примеры расчета компрессорных и подъемных установок. Содержится необходимый справочный материал по компрессорам, подъемным машинам, а также вспомогательному оборудованию, применяемому на рудниках и шахтах. Учебное пособие предназначено для студентов и магистрантов направления 130400 – Горное дело.

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом ЧитГУ.

Ответственный за выпуск д.техн.н., проф. В.М.Лизункин

Рецензенты:

1) Ю.В. Бутыко - генеральный директор ОАО «Забайкал-цветмет НИИ проект»;

2) Ю.Ю. Гораш - к.техн.н., главный специалист технического отдела Читинского межрегионального управления по технологическому и экологическому надзору.

© Читинский Государственный университет, 2005

© В.В. Медведев, 2005

Предисловие

Развитие горнорудной промышленности при современных рыночных отношениях предъявляет жесткие требования к снижению себестоимости добываемой руды, и в конечном счете стоимости извлекаемого полезного ископаемого.

Шахтные стационарные машины, без которых не могут существовать современные шахты, характеризуются сложностью конструкций и большой энергоемкостью (на их долю приходится до 75 % всей потребляемой на шахтах электроэнергии). Поэтому правильный выбор и проектирование стационарного оборудования в значительной степени влияют на стоимость конечной продукции.

Успешная реализация поставленных задач во многом зависит от уровня подготовки специалистов. Основная цель настоящего учебного пособия – способствовать развитию у студентов практических навыков по проектированию и эксплуатации современных стационарных установок с использованием последних достижений горной науки и требований нормативных документов. Актуальность издания настоящего учебного пособия вызвана отсутствием учебных и справочных источников, в которых в полном объеме представлены методики проектирования стационарных шахтных установок, учитывающих современный уровень развития горной техники и технологии.

Учебное пособие предназначено для самостоятельного изучения студентами теоретических основ, оборудования и эксплуатации компрессорных и шахтных подъемных установок при изучении курса «Шахтные стационарные машины и оборудование» и может быть использовано при выполнении расчетно-графических работ и дипломных проектов.

Введение

Важнейшими стационарными механическими установками работающими на шахтах и рудниках являются современные пневматические и подъёмные установки.

Так на шахтах и рудниках достаточно широко для работы механизмов используется энергия сжатого воздуха, применение которой обусловлено требованиями безопасности ведения горных работ. Пневматическая установка современного рудника представляет собой мощный энергетический комплекс, в котором суммарная установленная мощность приводных двигателей компрессоров составляет 5...10 МВт. В настоящее время на заводах России разработаны и выпускаются экономичные и высокопроизводительные поршневые и турбокомпрессоры, турбокомпрессорные агрегаты обеспечивающие рациональное снабжение рудника сжатым воздухом.

Современные шахтные подъемные установки обеспечивают планомерную работу предприятия по выдаче полезного ископаемого, пустой породы, спуску и подъему людей, оборудования, материалов. На рудниках России в перспективе глубина разработки рудных месторождений составит 1500—1600 м, что приводит к более широкому использованию многоканатных и бицилиндроканических подъемных машин, применения приводных двигателей системы тиристорный преобразователь — двигатель большой мощности, использование высокой прочности подъемных канатов.

Теория и конструкция шахтных пневматических и подъёмных установок развивались выдающимися русскими учеными: академиками М. М. Федоровым, А. П. Германом и чл.-кор. АН СССР А. С. Ильичевым.

1. Шахтные пневматические установки

1.1. Теоретические сведения о компрессорных станциях

1.1.1. Общие сведения о компрессорных установках

Компрессорные установки предназначены для получения сжатого воздуха, используемого при работе комбайнов, отбойных и бурильных молотков, лебедок, вентиляторов местного проветривания и т. д.

Компрессор – это машина, преобразующая механическую энергию привода в полезную потенциальную и кинетическую энергию газа. В компрессоре происходят повышение давления газа и перемещение его из области низкого в область высокого давления.

По способу сжатия газа компрессоры могут быть:

- объемного сжатия (компрессоры вытеснения), в которых давление воздуха повышается за счет уменьшения рабочего пространства, поршневые, винтовые, ротационные;

- кинетического сжатия (лопастные компрессоры), в которых воздух сжимается в процессе его принудительного движения при силовом взаимодействии с лопатками вращающихся колес — центробежные, осевые.

По создаваемому давлению различают следующие виды компрессоров: вакуум-насосы, отсасывающие газ (воздух) из пространства с вакуумом и сжимающие его до атмосферного или несколько большего давления; воздуходувки, сжимающие воздух 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 широко применяют компрессоры низкого давления. Вакуум-насосы используют для отсасывания метана из угольных пластов.

Пневматическая установка состоит из компрессоров, расположенных на поверхности и вырабатывающих сжатый воздух, конечного охладителя, воздухопровода, по которому транспортируется сжатый воздух, и потребителей сжатого воздуха. При ведении горных работ находят применение также передвижные компрессорные установки, расположенные в шахте и применяемые главным образом для бурильных машин.

Развитие основного элемента пневматической установки — компрессора шло по пути использования поршневых, роторных пластинчатых, центробежных и винтовых машин.

В настоящее время в горной промышленности поршневые и центробежные компрессоры вырабатывают примерно одинаковое количество сжатого воздуха, хотя поршневых компрессоров значительно больше, чем центробежных.

Основными поставщиками компрессоров для шахт являются: ОАО «Пензкомпрессормаш», ОАО «Дальэнергомаш», московский завод «Борец», Казанский компрессорный завод.

1.1.2. Поршневые компрессоры

Поршневые компрессоры относятся к разряду объемного действия, в которых процессы сжатия и перемещения воздуха происходят в замкнутом пространстве за счет изменения его объема.

Поршневые компрессоры по типу и числу цилиндров подразделяются на компрессоры одно- и двустороннего действия, одно- и многоцилиндровые, одно- и многоступенчатые.

В компрессоре одностороннего действия (рис. 1.1, *a*) за один двойной ход поршня (2) в цилиндре (3) совершается один рабочий цикл, включающий в себя процессы всасывания воздуха через клапан (5), его сжатия и нагнетания через клапан (1).

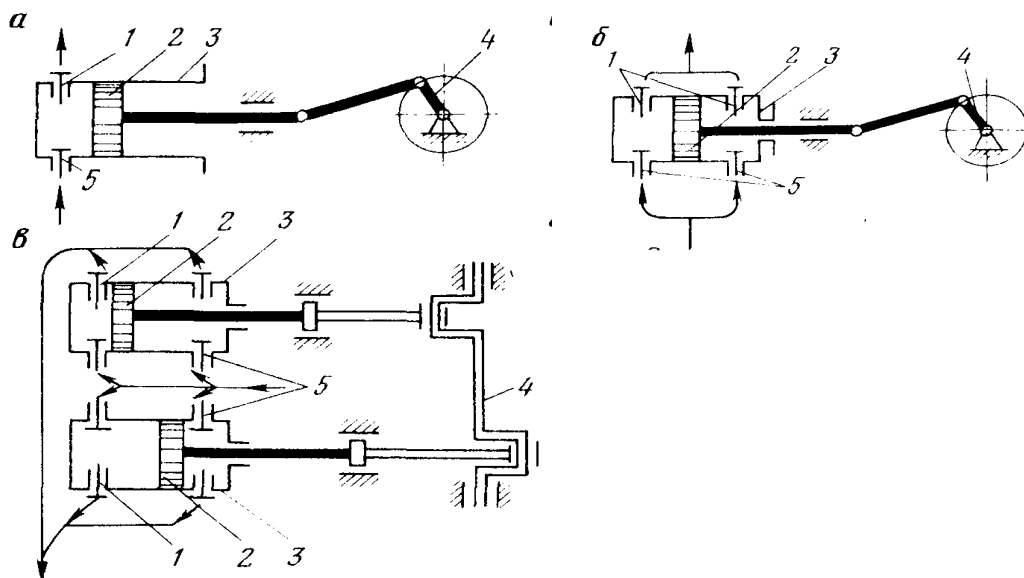


Рис 1.1. Схемы поршневых компрессоров - одностороннего действия (*a*), двустороннего действия (*б*), двухцилиндрового (*в*):

1 и 5 — нагнетательные и соответственно всасывающие клапаны; 2 — поршень; 3 — цилиндр; 4 — кривошип (коленчатый вал)

Поэтому теоретическая производительность ($\text{м}^3/\text{мин}$) такого компрессора

$$Q = 60 V_p n = 60 F S n, \quad (1.1)$$

где $V = FS$ — рабочий объем цилиндра, м^3 ;

F — площадь поперечного сечения цилиндра, м^2 ;

S — длина хода поршня, м;

n — частота вращения кривошипа, с^{-1} .

Компрессор двустороннего действия (рис. 1.1, *б*) имеет две пары клапанов (1 и 5) и поршень (2) с двумя рабочими сторонами. Поэтому

за один двойной ход поршня совершаются два рабочих цикла и теоретическая производительность

$$Q = 60 (2F - f) S n , \quad (1.2)$$

где f — площадь поперечного сечения штока, м^2 .

Для увеличения производительности компрессоров несколько цилиндров (3) соединяются параллельно (рис. 1.1, в). Их поршни (2) приводятся в движение общим коленчатым валом (4). Такие компрессоры называют многоцилиндровыми.

Все приведенные схемы присущи одноступенчатым компрессорам. С увеличением давления подача компрессора уменьшается, что объясняется влиянием на действительный процесс поршневого компрессора, в первую очередь вредного пространства и сопротивления клапанов.

Вредным пространством называется пространство между рабочей поверхностью поршня в его крайнем положении при нагнетании и крышкой цилиндра, а также каналы, соединяющие клапаны с цилиндром.

Анализ процесса сжатия в поршневом компрессоре удобно проводить с помощью так называемой индикаторной диаграммы компрессора, показывающей зависимость давления в цилиндре компрессора от переменного объема воздуха в цилиндре или от хода поршня (рис. 1.2). Рассмотрим рабочий цикл *идеального поршневого компрессора*. Под идеальным будем подразумевать компрессор, отвечающий следующим требованиям:

- 1) в процессе всасывания температура и давление воздуха в цилиндре компрессора неизменны и равны соответствующим параметрам воздуха у всасывающего патрубка;

2) в процессе выталкивания температура и давление воздуха также неизменны и соответствуют температуре и давлению сжатого воздуха за компрессором;

3) после окончания процесса выталкивания в компрессоре не остается воздуха в случае, когда поршень в конце нагнетания вплотную прилегает к крышке цилиндра;

4) в компрессоре отсутствуют утечки воздуха через рабочие клапаны и зазор между поршнем и цилиндром;

5) затраты мощности на механическое трение отсутствуют.

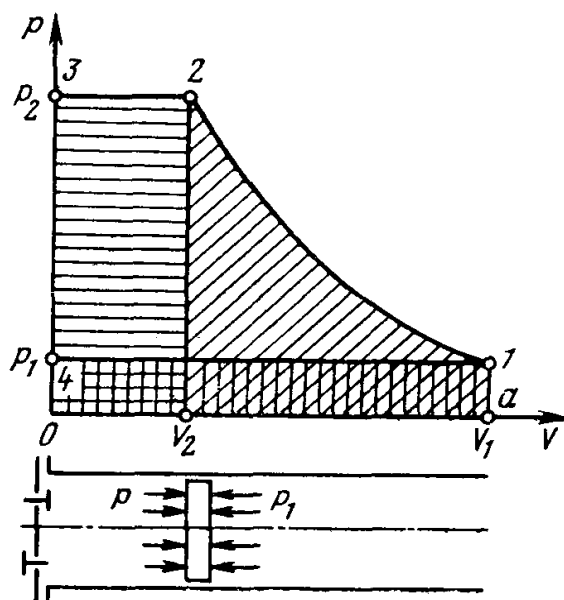


Рис.1.2.Схема и индикаторная диаграмма идеального компрессора

воздух достигает определенного давления p_2 , объем его газа в конце процесса сжатия (точка 2) достигает V_2 . Поскольку в течение процесса сжатия оба клапана остаются закрытыми, количество воздуха в процессе сжатия неизменно. Точка 2 соответствует моменту открывания

Точка 1 на диаграмме соответствует такому положению поршня компрессора, когда весь объем цилиндра заполнен воздухом низкого давления (поршень находится в крайнем правом положении). Объем воздуха при этом равен V_1 . Кривая 1—2 соответствует процессу сжатия воздуха в компрессоре от давления p_1 до давления p_2 при закрытых всасывающем и нагнетательном клапанах. В точке 2 процесс сжатия заканчивается — воз-

нагнетательного клапана, а линия 2—3 — процессу выталкивания воздуха из цилиндра в резервуар высокого давления. В процессе 2—3 количество воздуха, находящегося в цилиндре, уменьшается. Точка 4 соответствует открыванию всасывающего клапана, линия 4—1 — процессу всасывания в цилиндр воздуха из резервуара низкого давления p_1 . В процессе 4—1 количество воздуха в цилиндре увеличивается от нуля до значения, соответствующего заполнению цилиндра компрессора в точке 1.

Следует отметить, что при всасывании и выталкивании объем воздуха в цилиндре компрессора меняется вследствие изменения его количества, в то время как удельные объемы во время этих процессов остаются постоянными, поэтому цикл компрессора изображается в координатах $p—V$.

Теоретический процесс сжатия может быть изотермическим (1-2), адиабатным и политропным. При изотермическом сжатии температура постоянна, и от воздуха отводится вся выделяющаяся в процессе сжатия теплота. При адиабатном сжатии к воздуху не подводится и от него не отводится теплота. Политропное сжатие воздуха в компрессоре применяется с отводом теплоты.

Минимальная работа будет затрачиваться в компрессоре с изотермическим процессом сжатия, а максимальная при адиабатном сжатии. Так как изотермическое сжатие в компрессоре из-за условий охлаждения практически осуществить невозможно, то сжатие производится по политропному процессу с частичным отводом тепла от воздуха, который выгоднее адиабатного.

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 остается определенное количество воздуха объемом V_0 , сжатого до давления нагнетания p_3 (рис. 1.3).

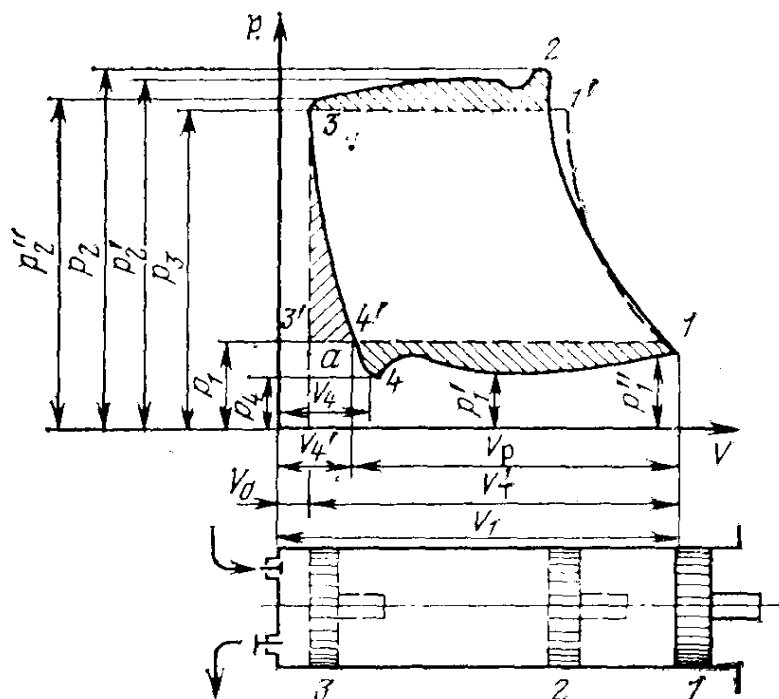


Рис. 1.3. Цикл реального компрессора

В компрессоре всегда должен быть предусмотрен зазор между крышкой цилиндра и поршнем в его крайнем положении, необходимый для исключения ударов поршня о крышку из-за неточности сборки, износа подшипников и теплового изменения размеров отдельных деталей компрессора вследствие теплового расширения.

Расширение воздуха, находящегося во вредном пространстве,
уменьшает объем всасывания на

$$\Delta V = V_1 - V_4'. \quad (1.3)$$

Вторая особенность работы реального компрессора — непрерывное изменение параметров состояния при его работе, если рас-

смаатривать переход состояния от точки к точке для всех процессов, характеризующих цикл компрессора.

Изменение параметров состояния p , V и T обусловлено затратами энергии на преодоление воздуха внутри цилиндра от приемного трубопровода до напорного, а также наличием теплообмена, имеющего различную интенсивность для каждого момента цикла компрессора.

На диаграмме цикла реального компрессора (рис. 1.3) для сравнительной оценки пунктирными линиями нанесена диаграмма $1-1'-3-3'-1$ для случая, если бы компрессор работал по идеальному циклу ($V_0=0$), а изменение давления происходило бы мгновенно из точки 3 до точки 3' и вредное пространство не влияло бы на производительность компрессора.

Действительная производительность компрессора

$$Q_d = \lambda_{\pi} Q, \quad (1.4)$$

где $\lambda_{\pi} = V_d / V$ - коэффициент подачи компрессора;

V_d - объем воздуха, действительно поступающий в цилиндр при всасывании, приведенный к атмосферному давлению.

Коэффициент подачи зависит от конечного давления в цилиндре p_2 и с увеличением его уменьшается, т.к. уменьшается объем V воздуха, поступающего в цилиндр при всасывании, и увеличиваются утечки. Давление, которое можно получить в одноступенчатом компрессоре, ограничивается предельной величиной $p_{np} = 0,4 \dots 0,7$ МПа.

При необходимости получения большего давления применяют многоступенчатые компрессоры, в которых несколько цилиндров соединяют последовательно через промежуточный холодильник.

В ряде случаев возникает необходимость получить в компрессоре давление сжатого воздуха p_2 при сравнительно небольшом

значении p_1 , т. е. создать компрессор с высокой степенью повышения давления $\varepsilon = p_2 / p_1$. Если величина ε достаточно велика, то даже при совершенном охлаждении стенок цилиндра температура воздуха T_2 в конце процесса сжатия получается недопустимо высокой.

Предельная степень повышения давления в одноступенчатом компрессоре обуславливается влиянием вредного пространства и допустимой температурой вспышки масла в конце процесса сжатия.

Температурный предел сжатия определяется температурой вспышки смазочного масла. Для компрессоров применяются компрессорные масла с температурой вспышки в пределах 439...513 К. Из предосторожности следует принимать степень сжатия такой, чтобы температура нагнетания воздуха T_n и вспышки масла $T_{всп}$ находились в соотношении $T_n = (0,7 \dots 0,8) T_{всп}$.

Чрезмерное увеличение степени повышения давления ε может привести к значительному уменьшению коэффициента производительности компрессора. Исходя из условий допустимой температуры, следует принимать $\varepsilon < 4,22$.

Для того, чтобы преодолеть эту трудность, используют многоступенчатые компрессоры, в которых воздух сжимается последовательно в нескольких охлаждаемых цилиндрах. Воздух, выходящий из одного цилиндра, охлаждается в специальном теплообменнике (холодильнике) и только после этого поступает в следующий цилиндр. Теплообменник обеспечивает несравненно более эффективный отвод тепла, чем водяная рубашка цилиндра компрессора. Эти теплообменники – холодильники позволяют снизить температуру воздуха после ступени компрессора практически до температуры T'_1 на входе в компрессор.

Диаграмма рабочего цикла идеального двухступенчатого компрессора представлена на рис. 1.4.

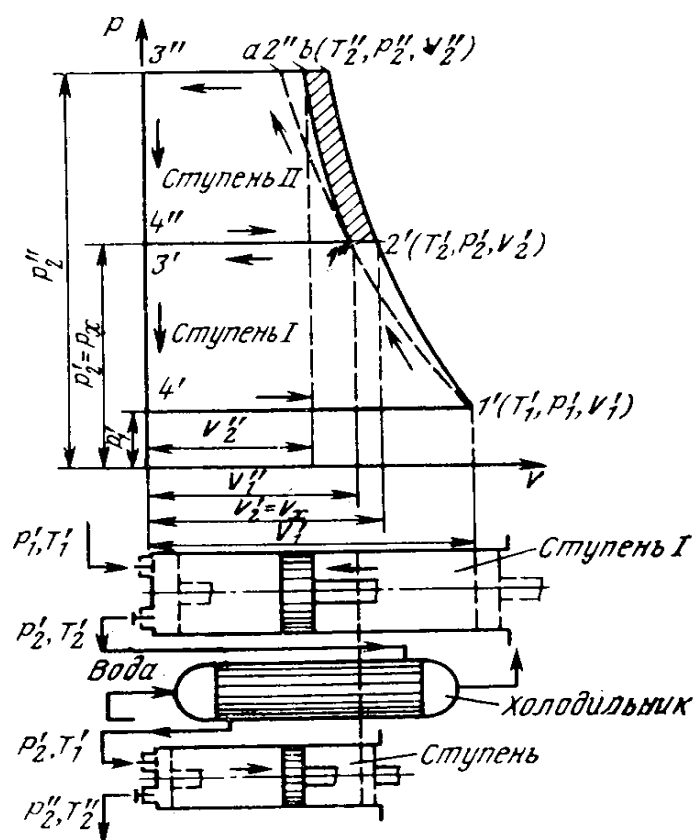


Рис. 1.4. Диаграмма рабочего цикла двухступенчатого идеального поршневого компрессора

Процесс сжатия в ступени I компрессора представлен политропой 1'-2', при этом параметры воздуха с p_1' , T_1' изменяются до p_2' и T_2' , а объем V_1' уменьшается до V_2' . Воздух из ступени I в ступень II вытесняется при постоянном давлении p_2' и температуре T_2' (линия 2'-3'). Линия расширения 3'-4' характеризует процесс снижения давления воздуха в цилиндре ступени I от давления $p_2' = p_x$ до давления всасывания p_1' . Этот процесс протекает при отключенной полости ступени I от полости ступени II.

Следовательно, в промежуточный холодильник поступает воздух объемом V_2' с параметрами p_2' и T_2' , откуда охлажденный до начальной температуры T_1' он поступает в цилиндр ступени II. При этом в процессе охлаждения уменьшится объем воздуха (линия всасывания $4''-1''$ в цилиндре ступени II) до V_2'' .

Процесс сжатия воздуха в ступени II начинается в точке $1''$, политропа процесса изображена линией $1''-2''$. При этом параметры воздуха изменяются от p_2' и T_2' до p_2'' и T_2'' . Линия нагнетания $2''-3''$ ступени II свидетельствует о том, что давление в период нагнетания не изменяется. При этом температура T_2'' также остается постоянной. Линия $3''-4''$ характеризует процесс снижения давления в ступени II от p_2'' до p_2' при отключении полости цилиндра ступени II от приемного и напорного трубопроводов.

На диаграмме цикла двухступенчатого поршневого компрессора в координатах $T-s$ политропа $1'-2'$ означает процесс сжатия в ступени I, изобара $2'-1'$ характеризует охлаждение воздуха в промежуточном холодильнике, а политропа $1''-2''$ — процесс сжатия в ступени II.

Процессом охлаждения воздуха в промежуточном холодильнике достигается возвращение начала процесса сжатия воздуха в ступени II на изотерму (линия $1'-a$), в связи с чем процесс сжатия воздуха в ней протекает не по исходной политропе $1'-b$, а по политропе $1'-2''$, занимающей положение в области, ограниченной изотермой $1'-a$ и политропой $1'-b$.

Таким образом, процесс сжатия воздуха в двухступенчатом компрессоре состоит из двух самостоятельных циклов, протекающих в цилиндрах ступеней I и II, работа которых соответственно

$$L_1 = f_{1'-2'-3'-4'}; \quad L_2 = f_{1''-2''-3''-4''}.$$

Суммарная работа, затрачиваемая в компрессоре,

$$L=L_1+L_2= f1'-1''-2''-3'' - 4''.$$

Полная работа многоступенчатого компрессора, по формуле, Дж:

$$L_k = z \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \rho_1 \cdot V_1 \left[\left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{\frac{n-1}{z \cdot n}} - 1 \right], \quad (1.5)$$

где z – количество ступеней;

n – показатель политропы (с отводом тепла) $n=1,3 \dots 1,35$.

Охлаждение воздуха при его сжатии в компрессоре имеет большое значение для уменьшения затрачиваемой работы, а при поршневом компрессоре, кроме того, и безопасности, т. к. наивысшая температура воздуха должна быть не более допустимой температуры нагревания смазки. При недостаточном охлаждении возможен взрыв масляного нагара.

Охлаждение сжатого воздуха после выхода его из компрессора также является важным для обеспечения надежной и безопасной работы установки. При этом от сжатого воздуха отделяются масло и вода, в компрессоре и воздухопроводе уменьшается образование нагара, и воздух становится более сухим.

Сжимаемый воздух в поршневом компрессоре охлаждается обычно с помощью водяной рубашки. Для этого в цилиндре предусматриваются полости, в которых циркулирует вода.

Водяные рубашки, кроме того, обеспечивают: нормальные условия смазки цилиндра и предохранение поршневых колец от пригорания (благодаря снижению температуры стенок цилиндра); предупреждение образования на клапанах нагара (благодаря снижению их температуры); замедление процесса разложения смазочного масла в

цилиндрах; увеличение производительности компрессора в связи с уменьшением подогрева воздуха при всасывании.

Для охлаждения воздуха при переходе его из одной ступени сжатия в другую применяется промежуточный охладитель, который состоит из трубок, помещенных в корпус. Вода циркулирует внутри трубок, а воздух — снаружи. Воздух и вода могут иметь одинаковое (прямоток) и противоположное (противоток) направление движения. Охладители с противотоком позволяют нагревать воду до более высокой температуры, т. е. улучшается использование воды. Существуют охладители со смешанным противотоком, когда вода и воздух в одной секции охладителя движутся в одном и том же направлении, а в другой секции — в противоположных направлениях.

Количество воды, необходимое для охлаждения компрессора, определяют в предположении, что показатель политропы сжатия за все время процесса по величине будет постоянным, хотя в действительности он переменный. В начале сжатия температура воздуха ниже температуры стенок цилиндра, поэтому процесс протекает с подводом теплоты от стенок к воздуху, а при дальнейшем сжатии температура воздуха становится выше температуры стенок цилиндра, и процесс протекает с отводом теплоты от воздуха к стенкам цилиндра.

Мощность компрессора определяется по формуле

$$N_k = \frac{L_k \cdot V_{\min}}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_i \cdot \eta_m}, \quad (1.6)$$

где $V_{\min}$ — производительность компрессора, м³/мин;

η_i — индикаторный КПД компрессора, учитывающий потери, связанные с отклонением действительного процесса компрессора от теоретического;

$\eta_m = 0,85...0,95$ – механический КПД компрессора, учитывающий механические сопротивления от поршня до вала компрессора включительно.

Мощность двигателя компрессора при отсутствии передачи между валами компрессора и двигателя определяется по приведенной формуле, а при ее наличии в знаменатель выражения подставляется КПД передачи η_n .

Значение индикаторного КПД компрессора при расчетах по изотермическому сжатию $\eta_{i\text{ из}} = 0,75...0,85$ и при расчетах по адиабатному сжатию $\eta_{i\text{ ад}} = 0,9...0,94$.

Преимущественное распространение на горных предприятиях получили *двухступенчатые поршневые компрессоры* производительностью 10; 24; 30; 50; 63; 120 м³/мин.

Конструкция двухступенчатого компрессора зависит от взаимного расположения цилиндров. Стационарные компрессорные установки горных предприятий оборудуются преимущественно горизонтальными компрессорами оппозитного исполнения, прямоугольными и V-образными компрессорами (рис.1.5).

При оппозитной схеме цилиндры компрессора располагаются в два ряда но обе стороны от оси вращения коленчатого вала и имеют взаимно противоположное направление движения шатунно-поршневых групп.

В России изготавливают оппозитные горизонтальные компрессоры 2BM4-24/9, 2BM10-50/9, 2BM10-63/9 и 4BM10-120/9. По обе стороны кривошипно-шатунного механизма консольно расположены цилиндры первой и второй ступеней сжатия. Корпуса и крышки цилиндров имеют полости (водяные рубашки), по которым циркулирует вода для охлаждения.

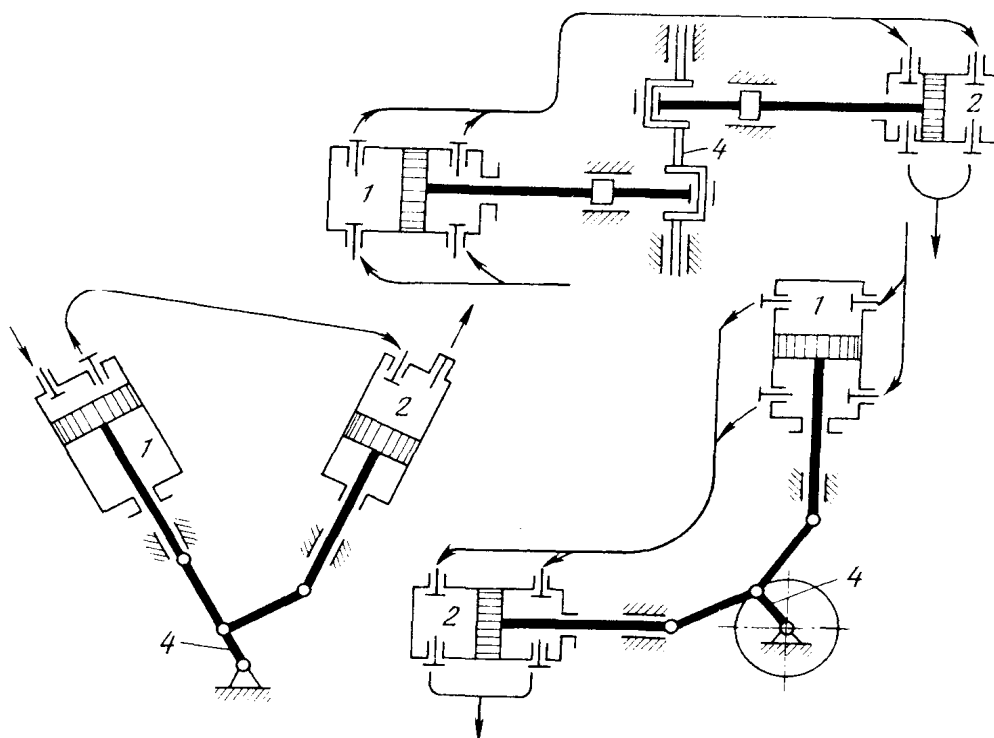


Рис. 1.5. Схемы двухступенчатых поршневых компрессоров: горизонтального оппозитонного, V-образного, прямоугольного

Указанные компрессоры имеют производительность соответственно 24, 50, 63 и 120 м³/мин и обеспечивают конечное избыточное давление 0,9 МПа. Компрессор 2ВМ10-50/9 двухцилиндровый, а 4ВМ10-120/9 - четырехцилиндровый с двумя ступенями сжатия.

Из прямоугольных компрессоров, в которых цилиндры первой и второй ступеней расположены под углом 90°, в горной промышленности применяются стационарные компрессоры: 302ВП-10/8 и 305ВП-30/8, имеющие производительность соответственно 10 и 30 м³/мин и избыточное давление нагнетания 0,9 МПа.

V-образные компрессоры используют в основном в передвижных компрессорных установках.

Поршневые воздушные компрессоры общего назначения имеют следующие конструкционные узлы: фундаментную раму, закреплен-

ную на фундаменте и являющуюся основанием для размещения коленчатого вала, который укладывается на коренные подшипники; цилиндры с поршнями; шатуны и крейцкопфы; промежуточный холодильник. Штоки поршней в крышке цилиндров уплотняют сальниками. Каждый поршневой компрессор оборудован системой смазки механизма движения (вкладышей, шатунов и крейцкопфов) и цилиндров. Воздухораспределение осуществляется клапанами, устанавливаемыми на цилиндрах. Для изменения производительности компрессоры оборудуют регуляторами производительности (давления).

1.1.3. Центробежные и ротационные компрессорные установки

Центробежные компрессоры составляют значительную часть компрессорных машин, занятых на предприятиях горнорудной промышленности; они характеризуются отношением давлений $\varepsilon = 2,5 \dots 3$ и развивают давление в пределах $1,2 \dots 3$ МПа. Они классифицируются на нагнетатели — машины со степенью сжатия $\varepsilon < 1,1$, не имеющие устройств для охлаждения воздуха в процессе сжатия, и компрессоры — машины со степенью сжатия $\varepsilon > 1,1$, снабженные специальными устройствами для охлаждения воздуха.

Центробежные компрессоры могут быть как одно-, так и многоступенчатыми. В последних сжатие воздуха производится в несколько последовательных стадий (ступеней), которые могут быть промежуточными и концевыми.

Промежуточной ступенью называют сочетание рабочего колеса, диффузора и обратного направляющего аппарата; концевой ступенью — сочетание рабочего колеса, диффузора и нагнетательной камеры — улитки (рис. 1.6). Концевая ступень не обязательно должна быть последней; в компрессорах каждая ступень, выдающая воздух в холо-

дильник, — концевая. Любая ступень может быть выполнена с осевым всасыванием или с всасывающей камерой.

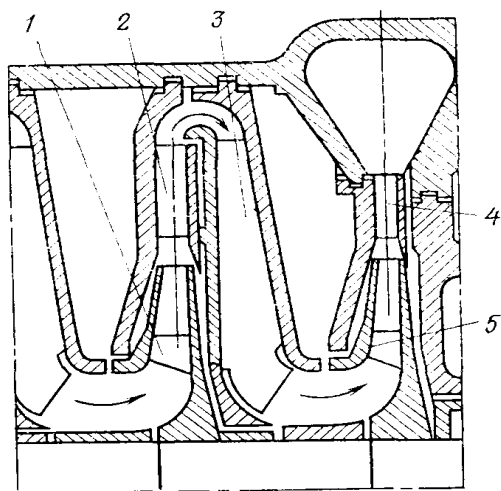


Рис. 1.6. Схема промежуточной и концевой ступеней центробежного компрессора

Диффузоры подразделяют на безлопаточные, лопаточные и канальные, когда диффузорное течение осуществляется в отдельных каналах, не образованных лопатками.

Воздух из рабочего колеса (1) промежуточной ступени поступает в диффузор (2), затем в обратный направляющий аппарат (3), откуда забирается рабочим колесом (5) последующей ступени и через диффузор (4) поступает в нагнетательную камеру (улитку).

Рабочее колесо — диффузор — обратный направляющий аппарат и есть ступень центробежного компрессора.

В центробежных компрессорах создание напора и перемещение воздуха производятся при воздействии лопаток вращающегося колеса на частицы воздуха, находящиеся в корпусе машины. В процессе вращения колеса и перемещения воздуха от центра к периферии (улитке) колеса проходит процесс сжатия, т. е. процесс непрерывного изменения термодинамических параметров состояния p и T .

Центробежные компрессоры, являясь машинами для сжатия воздуха, подчиняются общим закономерностям. Для них справедливы зависимости, касающиеся основных параметров их работы: развиваемого напора, производительности, потребляемой мощности и к. п. д.

Преимущества центробежных компрессоров: отсутствие клапанов, что повышает надежность их работы; быстроходность, следствие которой небольшие масса и габариты; отсутствие смазки в рабочем пространстве, в результате чего устраняется опасность взрыва масляных паров; плавность характеристики $p_k = f(V)$, вследствие этого при изменении потребления сжатого воздуха давление в установках с трубокомпрессорами более стабильно, чем в установках с поршневыми машинами; меньшие, чем при использовании поршневых компрессоров, капитальные затраты на сооружение компрессорной станции аналогичной производительности.

Недостатки центробежных компрессоров: наличие на характеристике зоны неустойчивой работы и возможность автоколебаний (помпажа); более сложное, чем у поршневых компрессоров, масляное хозяйство и необходимость аккумуляторной батареи для питания двигателя аварийного насоса; невозможность изготовления центробежных компрессоров на малую производительность при высокой степени повышения давления.

Работа центробежного компрессора характеризуется соотношением основных параметров: p , N , η и V . Зависимости $p = f_1(V)$, $N = f_2(V)$ и $\eta = f_3(V)$ называются характеристиками центробежного компрессора.

На рис. 1.7 приведена характеристика центробежного компрессора при $n = \text{const}$ и характеристика сети (кривая 1). При работе в данной сети параметрами компрессора являются $N_{\text{ном}}$, $\eta_{\text{ном}}$ и $V_{\text{ном}}$. При уменьшении сопротивления сети производительность компрессора возрастает. При отсутствии сопротивления сети (когда компрессор выбрасывает воздух в атмосферу) его производительность достигает максимального значения, т.е. V_{max} .

При работе центробежного компрессора на внешнюю сеть его параметры могут возрасть до критических значений: V_K и p_K (точка К). В случае работы компрессора при $V < V_K$ возникает явление помпажа, характеризующееся чередованием прекращения и возобновления подачи воздуха и сопровождающееся колебаниями компрессора и трубопроводов. Явление помпажа объясняется таким образом. При уменьшении производительности компрессора до V_K давление нагнетания достигает максимального значения. При дальнейшем снижении производительности ($V < V_K$) давление, создаваемое компрессором, падает до $p < p_K$.

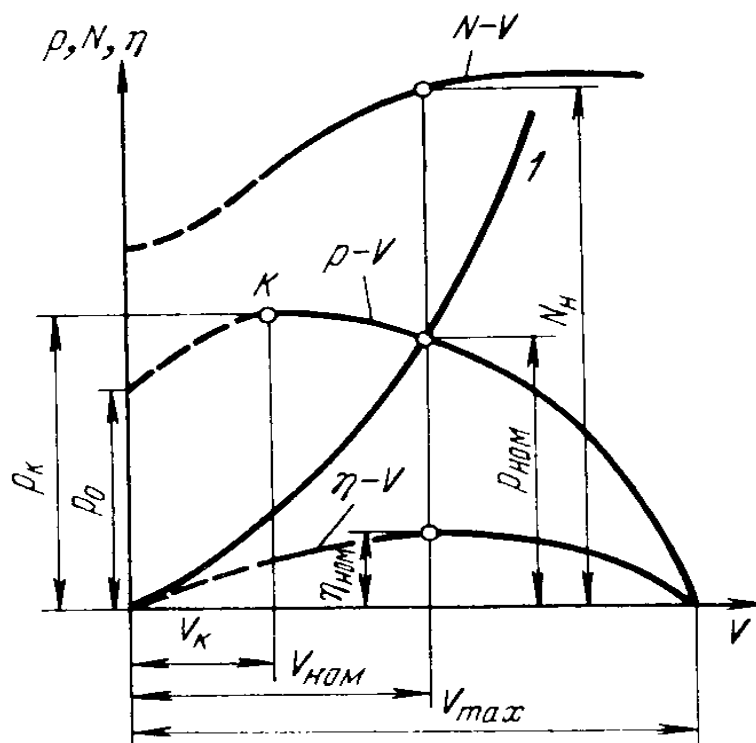


Рис. 1.7. Характеристика центробежного компрессора

В этом случае компрессор прекращает нагнетание воздуха и даже возможно обратное его движение с линии нагнетания на линию всасывания. Так как расход сжатого воздуха остается V , давление воздуха на линии нагнетания быстро падает, и компрессор возобновляет

нагнетание воздуха. Следовательно, в пневматической сети возникают пульсации расхода воздуха и давления, период которых зависит от емкости воздушной сети, а амплитуда от характеристики компрессора.

ОАО «Дальэнергомаш» изготавливает *центробежные компрессоры* К250-61-5, ЦТК275/9, К500-61-5 и *турбокомпрессорные агрегаты* ТКА 80/9, ТКА 130/9, ТКА 250/9.

Корпуса компрессоров К250-61-5, ЦТК275/9, К500-61-5 чугунные с горизонтальными и вертикальными разъемами. Заодно с корпусом компрессора отлиты корпуса подшипников, опирающиеся на чугунные фундаментные рамы. Ротор компрессора имеет шесть рабочих колес. Секции центробежного компрессора неохлаждаемые. Для охлаждения применяется один или два промежуточных холодильника, смонтированные в одном корпусе. В качестве привода в этих компрессорах использован синхронный двигатель, причем требуемая частота вращения вала достигается при помощи повышающего редуктора. Валы компрессора, редуктора и двигателя соединены зубчатыми муфтами.

По характеристикам центробежных компрессоров выбирают тип компрессора по заданным производительности и давлению.

Центробежный компрессор К500-61-5 имеет повышенную частоту вращения ротора ($127,67 \text{ с}^{-1}$), что дало возможность получить те же конечные давления при шести ступенях. Рабочие колеса объединены в три секции, по два колеса в каждой. В центробежном компрессоре К500-61-5 колеса двух последних секций имеют фрезерованные лопатки, представляющие собой единое целое с задним диском колеса. Конструкции подшипников центробежных компрессоров этих типов идентичны. Корпус компрессора К500-61-5 имеет три вертикаль-

ных и один горизонтальный разъемы, что позволяет упростить технологию изготовления корпуса. Машины рассматриваемого типа имеют два выносных промежуточных воздухоохладителя, однако компоновка и конструкция их у этих типов компрессоров различны. Воздухоохладители компрессоров K500-61-5 (рис. 1.8) размещены горизонтально под корпусом компрессора; такая компоновка уменьшает площадь, занимаемую агрегатом, и позволяет отвод и подвод воздуха к секциям сделать более плавным. Для облегчения разборки и уменьшения площади, необходимой для монтажа, трубный пучок выполняется из двух одинаковых частей, каждая из которых занимает половину длины воздухоохладителя; при разборке трубные пучки вынимаются вместе с боковыми крышками.

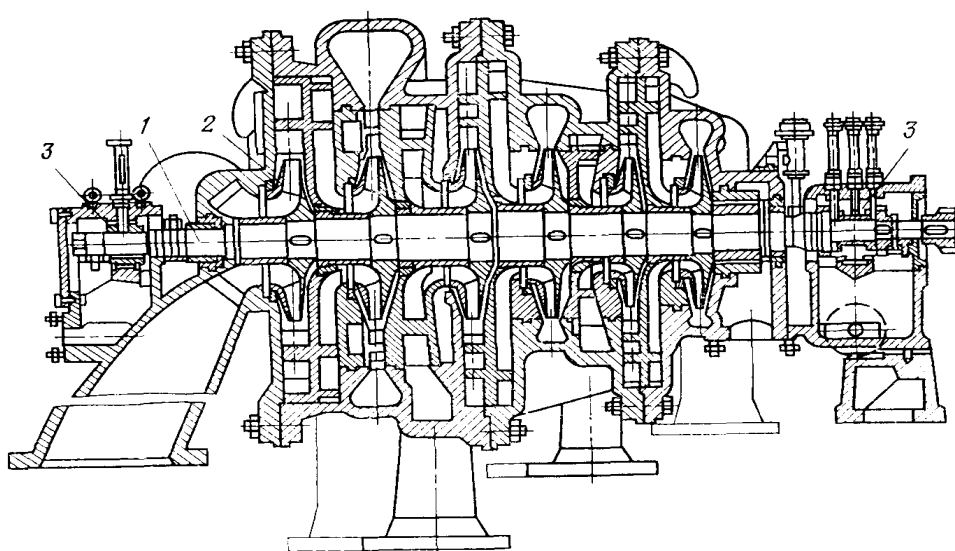


Рис. 1.8. Турбокомпрессор K500-61-5:

1-вал; 2-рабочее колесо; 3- подшипники

В настоящее время применение центробежных компрессоров рационально на крупных рудничных компрессорных станциях, производительность которых превышает $500 \text{ м}^3/\text{мин}$.

По конструктивным признакам *ротационные компрессоры* подразделяют на пластинчатые и винтовые.

В *пластинчатых машинах* ротор находится в цилиндре компрессора эксцентрично относительно цилиндра. В роторе выфрезованы радиальные или под углом к радиусу глубокие пазы (рис.1.9). В них движутся пластины, разделяющие серповидное пространство между ротором и корпусом на несколько частей. Центробежной силой пластины при вращении ротора прижимаются к стенке цилиндра. Камера или ячейка, находящаяся против отверстия, через которое всасывается воздух, имеет наибольший объем.

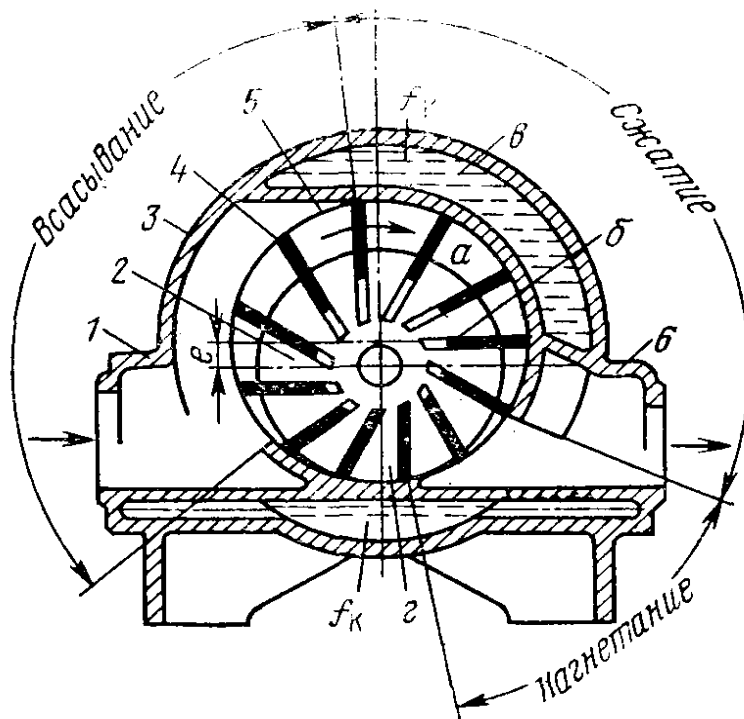


Рис. 1.9. Пластинчатый компрессор

При вращении ротора камера выходит из контакта со всасывающим отверстием, и объем ее начинает уменьшаться, наступает последовательное сжатие воздуха (такое же, как в компрессоре с возвратно-поступательным движением поршня) и далее нагнетание.

Преимущества пластинчатых компрессоров: равномерный вращающий момент, что исключает использование маховика; относительно малая масса; отсутствие механических колебаний, массивного фундамента, всасывающих и, в большинстве случаев, нагнетательных клапанов; небольшой объем вредного пространства. Недостатки: большие потери на трение и значительные потери вследствие неплотности; издаваемый в некоторых случаях при работе сильный шум высокого тона; большой износ деталей и требующая при их изготовлении высокая точность.

По сравнению с центробежными пластинчатые компрессоры обладают относительно высоким к. п. д. при малой подаче.

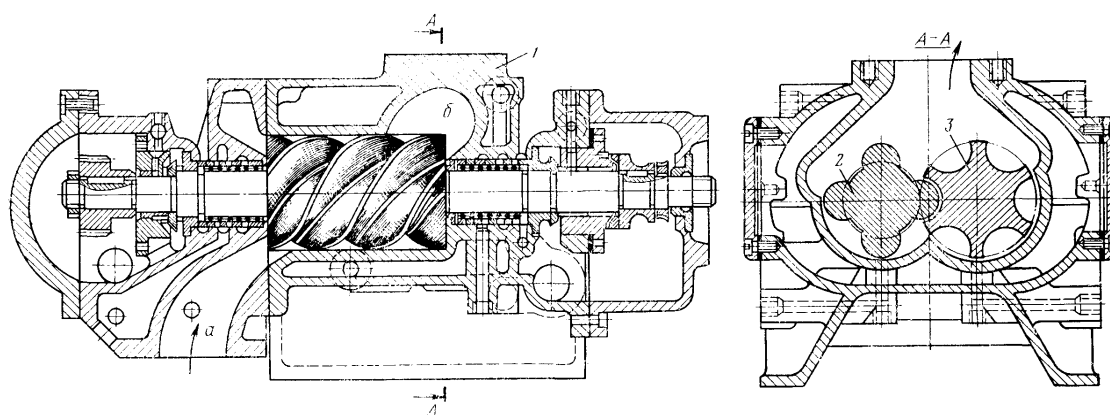


Рис.1.10. Винтовой компрессор

Дальнейшая ступень развития двухроторных компрессоров— *винтовые компрессоры*. Их роторы имеют форму зубчатых колес со спиральным зубом с большим шагом наклона спирали (рис. 1.10). В отличие от пластинчатых в винтовых компрессорах воздух сжимается постепенно. Первый ротор имеет три-четыре зуба, второй — четыре-пять или шесть полных выемок профиля, которые соответствуют профилю зубьев первого ротора. Профиль зуба асимметричный, состоит из двух кривых или образован дугой окружности. У современ-

ных компрессоров оба ротора имеют равные наружные диаметры, зубья их взаимно не соприкасаются, валы соединяются двумя синхронизирующими шестернями с косыми зубьями. Зазор между зубьями шестерен меньше, чем между зубьями роторов, а отношение чисел их зубьев равно отношению чисел зубьев роторов. Зубчатые колеса передают только небольшой момент вращения (максимум 10 % от момента привода).

Рабочий цикл винтового компрессора имеет три фазы.

1. *Всасывание.* На торце ротора, имеющем внизу всасывающее отверстие, выступы ротора при вращении выходят из впадины, расходятся и в образовавшийся зазор через отверстие засасывается воздух. При дальнейшем вращении ротора пространство между зубьями увеличивается до тех пор, пока у противоположного торца зубья не выйдут из зацепления.

Далее связь пространства канала между зубьями со всасывающим отверстием прекращается, и воздух без изменения давления (если пренебречь утечками из-за неплотности) передается на верхнюю часть, где во впадину между зубьями первого ротора начинает входить зуб второго ротора.

2. *Сжатие.* Зуб входит с торцевой стороны всасывающего отверстия и далее перемещается вдоль канала ротора, образуемого зубьями второго ротора, в результате чего происходит сжатие воздуха, находящегося в ячейке

3. *Нагнетание.* После соединения канала между зубьями с началом нагнетательного отверстия, находящегося в цилиндрической и торцевой частях корпуса, происходит нагнетание с постепенным уменьшением объема в канале. Очевидно, что если изменится отношение давлений, то будут дополнительные потери работы.

Винтовые компрессоры предназначены для подачи сжатого воздуха в газовую турбину и имеют привод непосредственно от турбины. Частота вращения винтовых компрессоров очень высокая: небольшие компрессоры имеют частоту вращения до 12000 мин^{-1} , большие — около 6000 мин^{-1} , окружная скорость на наружном диаметре зуба при этом составляет $50 \dots 100 \text{ м/с}$ и даже больше. При такой высокой скорости компрессоры имеют небольшие размеры и малую массу. Однако скорость не столь велика, чтобы нужны были специальные материалы — ротор выполняют из обычной углеродистой стали. Коэффициент производительности и адиабатический КПД достигают значений порядка 0,7 и 0,78.

Винтовые компрессоры при давлении нагнетания до 0,3 МПа изготавливают одноступенчатыми производительностью $0,05 \dots 4 \text{ м}^3/\text{с}$, при давлении нагнетания $0,7 \dots 1,0 \text{ МПа}$ — двухступенчатыми.

Преимущество этих машин — наличие очень пологой кривой зависимости адиабатического КПД от частоты вращения, что объясняется тем, что влияние неплотностей с ростом частоты вращения снижается, в то же время механические и гидравлические потери возрастают.

Винтовые компрессоры имеют еще ряд преимуществ, таких как небольшой расход масла, отсутствие износа цилиндров, спокойный ход, простота устройства и очень малый фундамент (в некоторых случаях он вообще отсутствует). При достаточной амортизации и звуковой изоляции винтовые компрессоры могут размещаться на верхних этажах зданий. Недостаток винтовых компрессоров — вызванный перерывами всасывания и нагнетания воздуха шум высокой частоты.

1.1.4. Оборудование компрессорных станций

Компрессорной станцией называется совокупность нескольких компрессорных установок, работающих на общую пневматическую сеть.

Компрессорная установка включает компрессор, его привод, вспомогательное оборудование, а также средства контроля и автоматизации. Вспомогательное оборудование компрессорной станции предназначено для обеспечения надежной и бесперебойной работы компрессоров, подачи потребителям сжатого воздуха необходимого давления, температуры, чистоты и влажности.

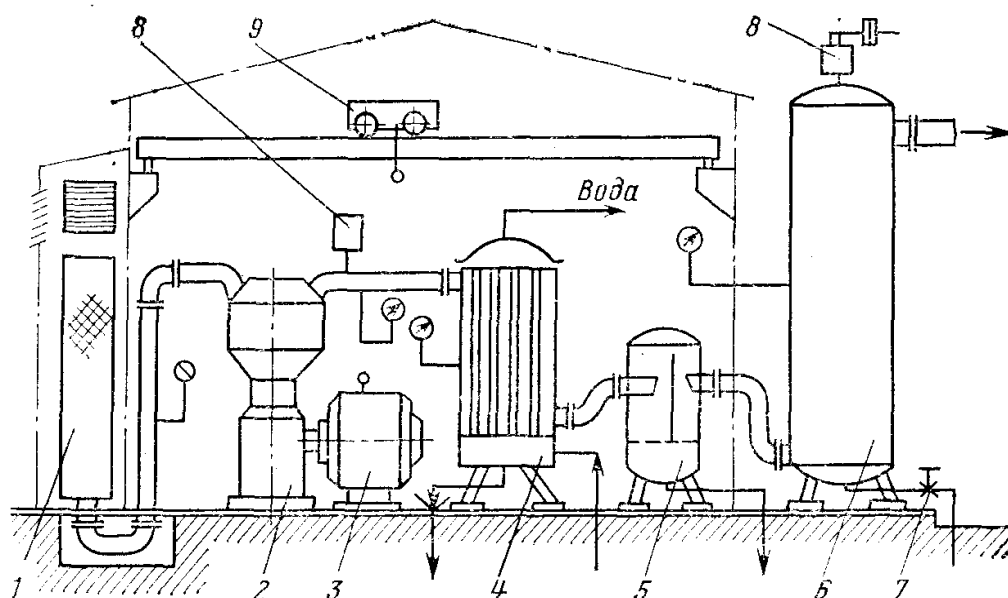


Рис. 1.11. Схема компрессорной установки с поршневыми компрессорами:

1 - фильтр; 2- компрессор; 3- электродвигатель; 4- концевой холодильник; 5 - маслоотделитель; 6 - ресивер; 7 - кран; 8 - предохранительный клапан; 9 - подъемно-монтажный механизм

На стационарных рудничных компрессорных станциях применяют поршневые воздушные тихоходные и быстроходные компрес-

соры двойного действия с водяным охлаждением и центробежные компрессоры.

Для привода компрессоров с производительностью 5...20 м³/мин используют в основном асинхронные двигатели с короткозамкнутым или фазным ротором. При этом необходимо, чтобы фактический пусковой момент, развиваемый двигателем, был не менее 0,4 МН, а максимальный — не менее 1,5 МН.

Для привода быстроходных поршневых компрессоров с противоположным движением поршней выпускают двигатели типа СДКМ для работы в помещениях с нормальной средой и двигатели типа СДКП — для работы в помещениях со взрывоопасными смесями. Условное обозначение типа расшифровывается таким образом: СДКП — синхронный электродвигатель компрессорный, продуваемый под избыточным давлением. Двигатели имеют частоту вращения от 250 до 600 мин⁻¹ при мощности от 320 до 6300 кВт и напряжении 6 кВ, cosφ = 0,9 (опережающий). Двигатели предназначены для работы в сетях переменного тока частотой 50 Гц.

Электродвигатели имеют два исполнения по способу защиты от окружающей среды и два — по способу сопряжения с компрессором. По способу защиты: открытое с самовентиляцией (СДКМ); закрытое, продуваемое под избыточным давлением воздуха (взрывозащищенное), с закрытыми продуваемыми контактными кольцами и уплотненной фундаментной ямой, входящей в вентиляционную систему электродвигателя (СДКП). По способу исполнения сопряжения с компрессором: консольное (ротор электродвигателя насажен на консольный конец вала компрессора); с фланцевым валом и одним выносным стойковым подшипником.

Для привода центробежных компрессоров применяют синхронные электродвигатели типа СТДМ, которые изготавливают по специальным техническим условиям. Мощность двигателей от 800 до 12000 кВт, напряжение 6 или 10 кВ, частота вращения 3000 мин^{-1} , исполнение закрытое с замкнутым циклом вентиляции с воздухоохладителями. Наименьшая допустимая температура входящего воздуха 278 К.

В качестве пускозащитной аппаратуры компрессорных установок используют контакторы, магнитные пускатели, КРУ напряжением выше 1000 В, приборы управления и контроля.

Управление допускается дистанционное, дистанционно-автоматическое и автоматическое. Отдельные заводы поставляют компрессоры непосредственно с аппаратурой автоматизации, в комплект которой входят: блок управления, пускоразгрузочное устройство, управляемые вентили, реле производительности, электроконтактные манометры, аппараты контроля температуры, станции управления вспомогательными механизмами.

К вспомогательному оборудованию компрессорной станции относятся:

- 1) фильтркамеры и фильтры, предназначенные для очистки всасываемого воздуха от механических примесей и влаги;
- 2) концевые охладители и холодильники, служащие для охлаждения нагнетаемого воздуха и воздухооборники;
- 3) маслоотделители и масловодоотделители, предназначенные для очистки нагнетаемого воздуха от масла и воды; воздухооборники, предназначенные для создания необходимого запаса сжатого воздуха и поддержания сглаживания колебаний давления воздуха;

4) предохранительные и обратные клапаны, служащие для предотвращения аварий, которые могут возникнуть из-за повышения давления в какой-либо части пневматической установки;

5) система водоснабжения.

Фильтркамера представляет собой железобетонную пылеулавливающую камеру с жалюзи, внутри которой установлены фильтры. Такая конструкция устройства обеспечивает эффективную очистку воздуха, т. к., проходя через фильтркамеру, крупные частицы задерживаются фильтрами. Для предотвращения захватывания воздухом осевшей на стенках и дне камеры пыли камеру заполняют точной водой. Уровень воды поддерживается переливной трубкой.

Фильтры, применяемые на компрессорных станциях для средней и тонкой очистки всасываемого воздуха, подразделяют на масляные металлические и матерчатые. Масляные фильтры должны удовлетворять следующим требованиям: очищать воздух при больших скоростях всасывания ($0,5 \dots 0,9$ м/с); сопротивление движению воздуха не должно превышать $200 \dots 250$ Па; конструкции их должны облегчать промывку и замену фильтрующих элементов, обеспечивать осаждение пыли на фильтрующих поверхностях и надежное отделение влаги от воздуха, находящегося в нем в виде капель, быть простыми в изготовлении, компактными, а также безопасными в пожарном отношении.

Фильтры устанавливают внутри компрессорной станции или вне ее здания.

Для тонкой очистки всасываемого воздуха и улавливания пыли, имеющей диаметр частиц не более 2 мм, применяют металлические ячейковые масляные фильтры конструкции Е. В. Рекк. Фильтры изго-

тавливают двух моделей — большой и малой с одинаковыми размерами ячеек,

Для смазки фильтрующей набивки (кассет) масляных фильтров применяют висциновое масло, состоящее из 60 % масла индустриального И-12А и 40 % солярового масла.

Шумозащитные устройства применяются для снижения уровня шума. Основными источниками шума являются: всасывающая камера (110...115 дБ), выхлопной трубопровод при работе компрессора в атмосферу (120...130 дБ) и собственно компрессорный агрегат (центробежный компрессор — 100...105 дБ). Уровень шума поршневых компрессоров ниже, чем центробежных. Допустимый уровень шума в машинном зале не должен превышать 85 дБ.

Основные способы снижения шума: звукоизоляция основных источников шума и шумопоглощение. Значительное снижение шума центробежного компрессора достигается установкой перед всасывающим, фильтром глушителя из шести-семи расположенных параллельно друг другу секций, состоящих из матов, наполненных супер-тонким волокном.

Сжатие воздуха в компрессоре сопровождается повышением температуры до 410...440 К и значительным выделением тепла.

Чтобы снизить конечную температуру сжатого воздуха, выходящего из последней ступени компрессора, и удалить из воздуха масло и воду, прежде чем он поступит в воздухохоборник или трубопровод внешней сети, воздух направляется через установленный в помещении компрессорной станции *концевой охладитель*. В компрессорных станциях низкого давления с компрессорами производительностью до 100 м³/мин устанавливают горизонтальные двухсекционные конечные кожухотрубные охладители.

Горизонтальные двухсекционные конечные кожухотрубные охладители крайне просты по конструкции. Как в верхнем, так и в нижнем корпусах охладителя установлены секции труб, по которым протекает холодная вода, предназначенная для охлаждения сжатого горячего воздуха, выходящего из последней ступени компрессора и поступающего в межтрубное пространство верхнего и нижнего корпусов охладителя.

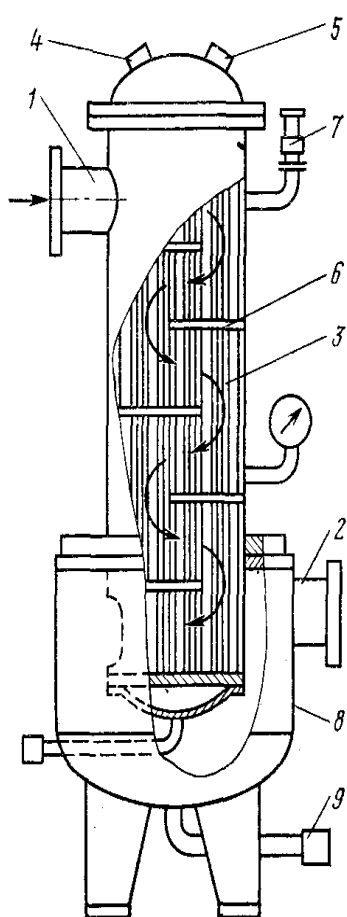


Рис. 1.12. Схема вертикального кожухотрубного конечного холодильника:

1 — входной патрубок для горячего воздуха; 2 — выходной патрубок для охлажденного воздуха; 3 — трубная батарея; 4 и 5 — патрубки для подачи и слива охлаждающей воды; 6 — межтрубные перегородки; 7 — предохранительный клапан; 8 — маслораспределитель; 9 — вентиль для выпуска масляного и водяного конденсатов

Охлажденный воздух выходит через нижний боковой патрубок. Холодная вода подается к штуцеру, расположенному в нижнем корпусе, а теплая вода выходит из охладителя через штуцер в верхнем корпусе.

пусе. Спуск конденсата из охладителя осуществляется через продувочный вентиль в нижней части опорной колонки.

Если площадь машинного зала компрессорной станции небольшая, то устанавливают концевые охладители сжатого воздуха со встроенными в них масловодоотделителями.

В компрессорных установках низкого давления широко применяют кожухотрубные охладители, которые по своей конструкции могут быть использованы как промежуточные охладители воздуха после каждой ступени сжатия, и как конечные охладители воздуха.

Воздухосборник представляет собой сварной сосуд цилиндрической формы объемом 2...20 м³, работающий под давлением. Воздухосборник предназначается для смягчения толчков сжатого воздуха, возникающих вследствие прерывистого характера подачи его *поршневыми компрессорами*; обеспечения постоянного давления в сети для равномерного режима работы механизмов, машин и пневматического инструмента; создания некоторого запаса сжатого воздуха; улавливания воды и масла из сжатого воздуха, нагнетаемого компрессором в воздухосборник.

Объем воздухосборника определяют в зависимости от расхода предприятием сжатого воздуха. Воздухосборники изготавливают только в заводских условиях. Воздухосборник должен поставляться с паспортом с указанием марки стали, из которой он изготовлен, заключением о сварочных швах и протоколом испытаний.

Воздухосборник устанавливается на отдельных фундаментах на расстоянии 5...10 м от здания компрессорной станции, с северной его стороны. Для предотвращения нагревания лучами солнца воздухосборники окрашивают в белый цвет. Для обеспечения лучшей сепарации масла в воздухосборнике, попавшего в него из компрессора, а

также удаления образовавшейся в нем влаги вследствие охлаждения воздуха, поступившего также из компрессора, воздухохоборники устанавливаются в вертикальном положении.

Сжатый воздух подводится из компрессора в воздухохоборник через изогнутую трубу. Внутри воздухохоборника рекомендуется устанавливать перегородки или отбойные щитки для изменения направления движения сжатого воздуха, поступающего из компрессора. Это улучшает сепарацию влаги и масла, устраняет возникновение воздушных мешков, способствующих образованию воспламеняющейся взрывчатой смеси. Зимой влагу и масло периодически удаляют через дренажную трубку, установленную в днище воздухохоборника.

Общее число воздухохоборников равно числу компрессоров. Если воздухохоборник общий, то емкость его определяется по производительности всех компрессоров, включая и резервный.

По правилам устройства и безопасной эксплуатации компрессорных установок температура воздуха после каждой ступени сжатия компрессора в нагнетательных патрубках не должна превышать максимальных значений, указанных в инструкции завода-изготовителя и быть не выше 170 °С для общепромышленных компрессоров, а для компрессоров технологического назначения должна соответствовать предусмотренной в технологических регламентах, но не выше 180 °С.

Маслоотделители и масловодоотделители, устанавливаемые между компрессором и воздухохоборником, служат для очистки от воды и масла сжатого воздуха, поступающего из компрессора в воздухохоборник.

Широкое применение на компрессорных установках получили пластинчатые масловодоотделители. Каждый элемент масловодоотде-

лителя состоит из сплошного зигзагообразно-изогнутого листа и листа с отверстиями, изогнутого в меньшей степени. Сжатый воздух, попав в пластинчатый маслосеPARATOR, проходит через просверленные в листе отверстия и резко изменяет направление движения. Вода и масло оседают на поверхности листов и стекают в нижнюю часть камеры.

Кроме рассмотренных выше, для очистки сжатого воздуха от масла и воды применяют три типа маслосеPARаторов:

1) на компрессорных установках производительностью менее 10 м³/мин — маслосеPARаторы, работающие по принципу динамического удара струи сжатого воздуха об отбойный щит или металлическую сетку при одновременном изменении направления потока воздуха;

2) на компрессорных установках производительностью более 10 м³/мин — маслосеPARатор с пористой массой;

3) на компрессорных установках производительностью 40...100 м³/мин — маслосеPARаторы центробежного типа.

Устройства для охлаждения воды. Для компрессорных станций чаще всего используются обратные системы водоснабжения, в которые входят насосные станции, охладительные устройства и промежуточные сооружения (колодцы, для теплой и холодной воды, резервуары и водоводы).

Количество воды, необходимое для охлаждения компрессора, в среднем составляет: для поршневых компрессоров средней и большой производительности — от 10 до 28 м³/ч и для турбокомпрессоров — от 120 до 320 м³/ч. Ориентировочно принимают 3,5...5 м³ воды на 1000 м³ воздуха, засасываемого компрессором.

Система охлаждения стационарных компрессоров выполняется циркуляционной, т. е. оборотной с многократным использованием охлаждающей воды, и может быть разомкнутой (поршневые компрессоры) или замкнутой (центробежные компрессоры). При разомкнутой системе охлаждения вода после прохождения охлаждаемых частей компрессорной установки (7) самотеком поступает в колодец (2) или в сброс теплой воды (рис. 2). Из колодца насосом (6) вода подается в градирню (3) для охлаждения. Эта система получила наибольшее распространение.

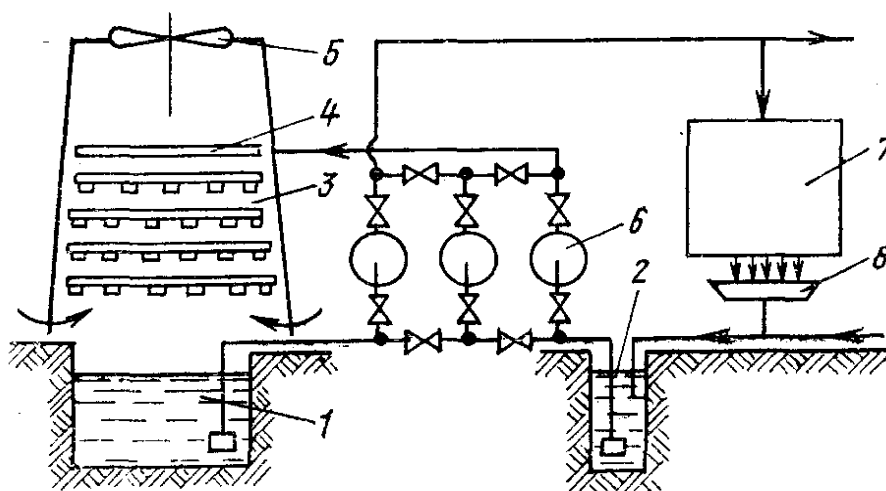


Рис. 1.13. Разомкнутая схема системы охлаждения компрессорной установки:

1- резервуар охлажденной воды; 2 - колодец; 3— градирня; 4 - ороситель; 5 - вентилятор; 6 - насос; 7 - компрессор; 8 - сливная воронка

При замкнутой системе охлаждения вода под напором проходит охлаждающую систему компрессора и затем по трубопроводу под тем же напором подается в градирню или в брызгальный бассейн. Для компрессорных станций с расходом охлаждающей воды до $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ принимают: при открытой системе охлаждения — не менее трех насосов (холодной и теплой воды и резервный), при закрытой системе —

не менее двух (холодной воды и резервный). Компрессоры более мощных станций, в особенности оборудуемых турбокомпрессорами, обслуживаются индивидуально.

Для охлаждения воды применяют градирни и брызгальные бассейны. Наибольшее распространение на горных предприятиях получили градирни башенного типа высотой 15...20 м. Градирня представляет собой деревянную или бетонную башню с резервуаром охлажденной воды внизу. Охлаждаемая вода подается в верхнюю часть градирни к оросительному устройству для разбрызгивания воды (градирня капельного типа) или к вертикальным щитам (градирня пленочного типа), по которым вода стекает пленками. Падая пленками вниз, вода за счет частичного испарения в потоках встречного воздуха охлаждается. Циркуляция воздуха осуществляется естественной тягой или вентилятором (5), располагаемым в верхней части башни. По сравнению с брызгальными бассейнами градирни занимают малую площадь, имеют более высокий охлаждающий эффект и их работа не зависит от ветра; их недостатком является необходимость значительных капитальных затрат на сооружение.

Предохранительные клапаны могут быть грузового и пружинного типов, причем в зависимости от соотношения высоты подъема клапана h и диаметра его седла d различают неполно- ($h/d \leq 0,2$) и полноподъемные ($h/d \geq 0,4$) клапаны. По действующим в настоящее время правилам необходимо после каждой ступени и на воздухохранике устанавливать полноподъемные предохранительные клапаны.

Клапан регулируется на давление, не превышающее рабочее более чем на 10 %. Каждый компрессорный агрегат подключается на общую сеть с помощью задвижки. Для устранения обратного тока воздуха из сети в случае остановки компрессора между воздухохбор-

ником и задвижкой устанавливается обратный клапан. Обычно на рудничных компрессорных станциях предусматривается обратный клапан такого же типа, как и на водоотливных установках. Более рационально в качестве обратных клапанов применять устройства, аналогичные нагнетательным клапанам поршневого компрессора с соответствующей площадью проходного сечения.

Поршневые компрессоры оборудуются двумя *системами смазки*: механизма движения и цилиндров и сальников.

В поршневых компрессорах средней и большой производительности система маслоснабжения смазкой механизма движения состоит из шестеренного насоса, фильтров очистки, холодильника, маслосборника и трубопроводов. Смазка цилиндров и сальников осуществляется от лубрикаторов, представляющих собой многоплунжерные насосы с отдельными насосными элементами, каждый из которых подает масло по отдельному маслопроводу только в одну точку смазки. Наибольшее распространение получили насосы-лубрикаторы золотникового типа с качательным или вращательным приводом от коренного вала или отдельного электродвигателя.

Для смазки поршневых компрессоров применяются компрессорные масла 19 и КС-19 и масло индустриальное И-50А. Для смазки турбокомпрессоров используют масло Т₃₀.

В турбокомпрессорах система маслоснабжения подает масло к местам смазки подшипников, зубчатых соединительных муфт, зубчатой пары редуктора, а также к устройствам противопомпажной защиты и регулирования производительности турбокомпрессора.

Масло подается пластинчатым насосом, приводимым в движение от вала редуктора компрессора. Кроме насоса система маслоснабжения включает масляные охладители, фильтры для очистки мас-

ла, редукционный и предохранительный клапаны и другие элементы. Количество масла, подаваемое к отдельным точкам смазки, регулируется дроссельными шайбами, установленными на подводящих маслпроводах.

1.2. Основные положения при проектировании пневматических установок

При проектировании пневматических установок необходимо:

- 1) установить требуемую производительность компрессорной станции;
- 2) выбрать тип и число компрессоров, двигатели к ним;
- 3) установить давление сжатого воздуха на выходе компрессорной станции;
- 4) составить схему воздухопроводной сети и рассчитать ее;
- 5) рассчитать расход электроэнергии на 1 м³ воздуха;
- 6) выбрать и рассчитать вспомогательное оборудование компрессорной станции

1. *Производительность компрессорной станции* определяется как сумма расходов сжатого воздуха потребителями в наиболее загруженный период суток и расхода на утечки воздуха через неплотности в магистральном воздухопроводе и местах присоединения потребителей. Указанный период устанавливают в соответствии с организацией горных работ по графикам работы добычных и подготовительных участков. В расчете учитывают износ, неодновременность работы и степень загрузки потребителей.

Производительность компрессорной станции

$$V_{kc} = k_p \cdot \sum_{i=1}^z n_{n.i} \cdot V_{n.i} \cdot k_o \cdot k_{u.i} \cdot k_{z.i} + V_{ym} \cdot l + V_{np} \cdot n_{np}, \quad (1.7)$$

где $k_p = 1,05 \dots 1,1$ — коэффициент резерва производительности компрессорной станции на неучтенные потребители;

z — число групп однотипных потребителей;

i — номер группы однотипных потребителей;

n_n — число однотипных потребителей;

V_n — номинальный расход воздуха одним потребителем данной группы при непрерывной его работе, м³/мин;

k_o — коэффициент одновременности работы потребителей (отношение числа работающих потребителей к общему их числу, для перфораторов до $n=10$ $k_o=1 \dots 0,85$, $n=11 \dots 30$ $k_o=0,85 \dots 0,75$, $n=31 \dots 60$ $k_o=0,75 \dots 0,65$), для пневмодвигателей в зависимости от условий работы, для приводов с большим расходом воздуха также как и для перфораторов;

$k_u = 1,15 \dots 1,2$ — коэффициент, учитывающий увеличение расхода воздуха в связи с износом потребителей;

k_z — коэффициент загрузки, учитывающий изменение расхода воздуха потребителями при отклонении фактической нагрузки от номинальной и при регулировании (для комбайнов и их лебедок, перфораторов и отбойных молотков, буросблочных станков, гировозов — 1, для породопогрузочных машин — 0,25, вентиляторов местного проветривания — 0,7, маневровых лебедок — 0,8);

$V_{ym} = 3$ м³/мин — допустимые утечки через неплотности на 1 км магистрального трубопровода;

l — длина магистрального воздухопровода по шахте, км;

$V_{np} = 0,4$ м³/мин — допустимые утечки через неплотности в месте присоединения одного потребителя к воздухопроводу;

n_{np} — число мест присоединений потребителей.

В среднем утечки воздуха на 1 км воздухопровода без деления их на утечки в магистральном трубопроводе и в местах присоединения потребителей можно принимать 4...5 м³/мин.

Коэффициент включения

$$k_{\kappa} = \frac{\sum_{i=1}^z V_{cp.i}}{\sum_{i=1}^z V_{max.i}} = \frac{\sum_{i=1}^z n_{n.i} \cdot V_{n.i} \cdot k_{\kappa} \cdot k_{u.i} \cdot k_{z.i}}{\sum_{i=1}^z n_{n.i} \cdot V_{n.i} \cdot k_{u.i} \cdot k_{z.i}}, \quad (1.8)$$

Коэффициент включения k_{κ} отдельного потребителя (относительное машинное время его работы) принимается равным: для комбайнов, их лебедок и вентиляторов местного проветривания — 1; для бурильных молотков — 0,65; для буросблочных станков — 0,5; для породопогрузочных машин и отбойных молотков — 0,4; для гирозов — 0,3; для маневровых лебедок — 0,05.

2. *Выбор типа и числа компрессоров* производится следующим образом: при производительности компрессорной станции 200 ... 500 м³/мин принимают поршневые компрессоры 2BM10-50/9, 2BM10-63/9, 4BM10-120/9, при 500...1000 м³/мин — центробежные компрессоры и турбокомпрессорные агрегаты ТКА 80/9, ТКА 130/9, ТКА 250/9 К-250-5, ЦТК 275/9 при большей производительности — центробежные компрессоры К-500-5.

Число резервных, компрессоров принимают; на 1–2 работающих — 1 резервный, на 4–6 работающих — 2 резервных, на 3 работающих — 1 резервный при поршневых и 2 резервных при центробежных компрессорах.

Для выбранного типа компрессора находят мощность двигателя, кВт:

$$N_{\partial} = \frac{L_{\kappa} \cdot V_{\text{мин}}}{60 \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_n \cdot \eta_{\partial}}, \quad (1.9)$$

где $V_{\text{мин}}$ – производительность компрессора, м³/мин;

L_{κ} – удельная индикаторная работа компрессора, кДж/м³;

η_i – индикаторный КПД компрессора, учитывающий потери, связанные с отклонением действительного процесса компрессора от теоретического (индикаторного к. п. д. компрессора при расчетах по изотермическому сжатию $\eta_{i \text{ из}} = 0,75 \dots 0,85$ и при расчетах по адиабатному сжатию $\eta_{i \text{ ад}} = 0,9 \dots 0,94$.);

$\eta_m = 0,85 \dots 0,95$ – механический КПД компрессора, учитывающий механические сопротивления от поршня до вала компрессора включительно;

η_n – КПД передачи;

η_d – КПД двигателя (0,9...0,95).

Удельная индикаторная работа поршневого компрессора, при адиабатном сжатии воздуха по формуле, кДж/м³:

$$L_{\kappa, \text{ад}} = z \cdot \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{z \cdot k}} - 1 \right], \quad (1.10)$$

где z – количество ступеней;

p_1 – давление воздуха в начале сжатия, 101,3 кПа;

p_2 – давление воздуха в конце сжатия, 750 кПа;

k – показатель адиабаты $k=1,4$.

По полученной мощности двигателя выбирают по каталогам типовой двигатель.

Полная работа центробежного компрессора происходит адиабатно и находится по формуле, кДж:

$$L = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (1.11)$$

где p_1 — давление воздуха в начале сжатия, 101,3 кПа;

p_2 — давление воздуха в конце сжатия, 750 кПа;

k — показатель адиабаты $k=1,4$.

Мощность двигателя центробежного компрессора

$$N = \frac{L_{к.из} \cdot V_{мин}}{60 \cdot \eta_i \cdot \eta_m}, \quad (1.12)$$

где $V_{мин}$ — производительность компрессора, м³/мин;

η_i — индикаторный КПД компрессора, учитывающий потери, связанные с отклонением действительного процесса компрессора от теоретического;

$\eta_m = 0,85...0,95$ — механический КПД компрессора, учитывающий механические сопротивления от поршня до вала компрессора включительно.

3. Давление сжатого воздуха у компрессорной станции $p_{к.с}$ (МПа) устанавливается как сумма давления у потребителей и потерь давления в магистральном воздухопроводе и шлангах.

При ориентировочных расчетах

$$p_{к.с} = p_n + \Delta p_m \cdot L + \Delta p_{ш}, \quad (1.13)$$

где p_n — избыточное давление у потребителей, принимается равным 0,5 МПа;

$\Delta p_m = 0,03$ МПа/км — средние удельные потери давления в магистральном трубопроводе;

L — длина воздухопровода от компрессорной станции до самого удаленного потребителя, км;

$\Delta p_{ш} = 0,03$ МПа — суммарные потери давления в шлангах.

4. Расчет воздухопроводной сети.

Целью расчета воздухопроводной сети является определение потерь давления и диаметров труб на всех участках сети.

1) в соответствии со схемой вскрытия месторождения составляют схему воздухопроводной сети. Точкам разветвления и конечным точкам воздухопровода присваивают цифровые или буквенные обозначения, разбивая таким образом схему на отдельные участки;

2) на схему наносят фактические длины участков l_ϕ ; учет сопротивлений в арматуре и фасонных частях трубопровода производится увеличением фактической длины на 10 %, т. е. $l_p = 1,1 l_\phi$;

3) по формуле

$$V_{уч} = k_p \cdot \sum_{i=1}^z n_{n.i} \cdot V_{n.i} \cdot k_o \cdot k_{u.i} \cdot k_{z.i} + V_{ym} \cdot l + V_{np} \cdot n_{np} \quad (1.14)$$

определяют расходы воздуха на каждом участке и полученные значения их указывают на схеме;

4) зная расходы воздуха на участках, определяют оптимальные диаметры труб по формуле

$$d_{opt} = \sqrt{\frac{4 \cdot \rho_o \cdot V}{60 \cdot \pi \cdot v \cdot \rho_{cp}}}, \quad (1.15)$$

где $\rho_o = 1,16 \text{ кг/м}^3$ - плотность атмосферного воздуха;

V – расход сжатого воздуха на участке, приведенный к условиям окружающей среды, $\text{м}^3/\text{мин}$;

v – оптимальная скорость движения воздуха, $6 \dots 10 \text{ м/с}$;

ρ_{cp} – средняя плотность сжатого воздуха на участке, кг/м^3 .

Можно, считать, что средняя плотность сжатого воздуха на всех участках воздухопровода одинакова и равна

$$\rho_{cp} = \frac{P_{cp}}{R \cdot T_{cp}} = \frac{P_{к.с} + P_n}{2 \cdot R \cdot T_{cp}}, \quad (1.16)$$

где $p_{к.с}$ — абсолютное давление у компрессорной станции, Па;
 p_n — абсолютное давление у потребителей, Па;
 R — газовая постоянная воздуха, $R = 287$ Дж/(кг · К);
 T_{cp} — средняя температура воздуха в сети, в расчетах принимают $T_{cp} = 293$ К, (20°C).

Оптимальные диаметры труб по формуле в зависимости от потери давления можно найти по формуле

$$d_{onm} = \sqrt[5]{\frac{\lambda \cdot l_p \cdot (\rho_o \cdot V)^2}{450 \cdot \pi^2 \cdot \rho_{cp} \cdot \Delta p}}, \quad (1.17)$$

где $\lambda = 0,0334$ — коэффициент гидравлического трения;
 l_p — расчетная длина участка трубопровода, м;
 Δp — потери давления на участке трубопровода, Па.

Затем выбирают стандартные трубы большего диаметра d (таблица А.1), диаметры труб указывают на схеме;

5) для всех участков сети вычисляют скорость движения воздуха по формуле

$$v = \frac{4 \cdot \rho_o \cdot V}{60 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \rho_{cp}}, \quad (1.18)$$

где $\rho_o = 1,16$ кг/м³ — плотность атмосферного воздуха;
 V — расход сжатого воздуха на участке, приведенный к условиям окружающей среды, м³/мин;
 d — диаметр трубопровода, м;
 ρ_{cp} — средняя плотность сжатого воздуха на участке, кг/м³.

Вычисляют потери давления на всех участках сети:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l_p}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho_{cp}, \quad (1.19)$$

где $\lambda = 0,0334$ — коэффициент гидравлического трения;
 l_p — расчетная длина участка трубопровода, м.

d – диаметр трубопровода, м;

v – оптимальная скорость движения воздуха, м/с;

ρ_{cp} – средняя плотность сжатого воздуха на участке, кг/м³.

Полученные значения Δp наносятся на схему.

6) суммируют потери давления на участках сети от компрессора до самого удаленного потребителя и затем, складывая полученный результат с давлением у потребителей и потерями в шлангах (0,03 МПа), окончательно устанавливают величину давления воздуха на выходе компрессорной станции.

5. Основным показателем оценки для экономичности пневматической установки являются *расход электроэнергии на 1 м³ воздуха*.

Годовая выработка сжатого воздуха (м³)

$$V_z = 60 \cdot V_{к.с} \cdot n_q \cdot n_d, \quad (1.20)$$

где n_q и n_d — число часов работы компрессора в сутки и дней работы компрессора в году.

Годовой расход электроэнергии (кВт·ч)

$$W_z = k \cdot \frac{\sum N}{\eta_d \cdot \eta_c} \cdot n_q \cdot n_d, \quad (1.21)$$

где $k = 1,02 \dots 1,04$ — коэффициент, учитывающий расход электроэнергии на подачу охлаждающей воды и на вспомогательные нужды (освещение, питание генераторов возбуждения, вентиляция и т. д.);

N — суммарная расчетная мощность двигателей компрессоров, работающих одновременно, кВт;

η_d — 0,85 ... 0,9 КПД двигателя;

$\eta_c = 0,95$ — КПД электрической сети.

6. Выбор и расчет вспомогательного оборудования

Расчет фильтра. Для поршневых компрессоров наибольшее распространение получили висциновые фильтры следующих размеров: 400×400×150; 500×500×80; 508×508×102 мм. Площадь проходного сечения фильтра (м²) должна быть такой, чтобы скорость прохождения воздуха через него была 1...1,5 м/с.

$$F = \frac{Q_K}{60 \cdot v}, \quad (1.22)$$

где Q_K - производительность компрессора, м³/мин;

v - скорость протекания воздуха через фильтр, м/с.

При расчете компрессорных установок нужно стремиться к установке индивидуальных фильтров для каждого компрессора. Фильтры должны находиться вне помещения на высоте не ниже 3 м от почвы. Для центробежных компрессоров применяются масляные фильтры.

Расчет воздухоборников производится в зависимости от производительности компрессора (или группы компрессоров) по уравнению (м³)

$$V_{\text{в}} = 1,6\sqrt{v_K}, \quad (1.23)$$

где v_K - производительность компрессоров (или группы компрессоров), м³/мин.

Для осаждения влаги и масла воздухоборники должны быть вертикального типа. Изготавливаются они по утвержденным в установленном порядке чертежам в соответствии с требованиями ГОСТа, правилами и нормами безопасности РФ.

Общее число воздухоборников равно числу компрессоров. Если воздухоборник общий, то емкость его определяется по производительности всех компрессоров, включая и резервный.

По правилам устройства и безопасной эксплуатации компрессорных установок температура воздуха после каждой ступени сжатия компрессора в нагнетательных патрубках не должна превышать максимальных значений, указанных в инструкции завода-изготовителя и быть не выше 170 °С для общепромышленных компрессоров, а для компрессоров технологического назначения должна соответствовать предусмотренной в технологических регламентах, но не выше 180 °С.

Расчет концевых холодильников и влагомаслоотделителей. Воздушные компрессоры производительностью более 10 м³/мин должны быть оборудованы концевыми холодильниками и влагомаслоотделителями.

Поверхность охлаждения концевого холодильника (м²) определяется по формуле

$$F = \frac{60 \cdot Q_K \rho \cdot c_p (T_2 - T_3)}{K \cdot T_{cp}}, \quad (1.24)$$

где Q_K – производительность компрессора, м³/мин;

$\rho = 1,2$ – плотность всасываемого воздуха, кг/м³;

c_p – теплоемкость воздуха при постоянном давлении, 1,012 кДж/кг·К;

T_2 – температура воздуха на выходе из компрессора (на 30...40 °С ниже температуры воздуха в конце сжатия равного 170 °С), 413 °К;

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{Z \cdot n}}, \quad (1.25)$$

T_3 – температура воздуха после холодильника, (60 °С) 303...313 °К;

T_1 – температура воздуха в начале сжатия (на 10...20 ° выше температуры засасываемого воздуха $T_0=25$ °C) 318 °K;

P_1 и P_2 – давления воздуха в начале и конце сжатия, МПа ($P_1=0,1013$ МПа и $P_2=0,75$ МПа);

n – показатель адиабаты $n = 1,4$;

$K = 40-60$ - коэффициент теплопередачи, Вт/м²·°K;

Z – число ступеней сжатия;

T_{cp} – средняя разность температур в охладителе, °K,

$$T_{cp} = 273 + \Delta t_{cp}$$

где Δt_{cp} – средняя логарифмическая разность температур, °C;

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}, \quad (1.26)$$

$\Delta t'$ – разность температур воздуха в начале и в конце процесса охлаждения, °C (30...40 °C);

$\Delta t''$ – разность температур воды в начале и в конце процесса охлаждения, °C (10...15 °C).

Концевые маслораспределители обычно устанавливаются непосредственно после компрессора.

Выбор оборудования для охлаждения воды. Количество теплоты отводимой в промежуточном охладителе $q_{n.o.}$ (Дж/кг) определяется по формуле

$$q_{n.o.} = c_p \cdot (T_3 - T_2), \quad (1.27)$$

где $c_p = 1,012$ кДж/(кг·K) — средняя массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении и температуре 0...200 °C.

T_3 – температура воздуха после холодильника, (60 °C) 303...313 °K;

T_2 – температура воздуха на выходе из ступеней сжатия (на 30...40 ° ниже температуры в конце сжатия равного 170 °С) 140 °С или 413 °К;

Количество теплоты отводимой при политропном сжатии 1 кг воздуха в одной ступени q_c (Дж/кг)

$$q_c = c_v \cdot (T_2' - T_1), \quad (1.28)$$

где T_2' – температура воздуха в конце сжатия равного 170 °С или 443 °К;

T_1 – температура воздуха в начале сжатия (на 10...20 ° выше температуры засасываемого воздуха $T_0 = 25$ °С) 318 °К;

$c_v = 0,7243$ кДж/(кг · К) — средняя массовая теплоемкость воздуха политропического процесса при постоянном давлении и температуре 0...200 °С.

Полное количество отводимой от воздуха теплоты при сжатии 1 кг его в многоступенчатом компрессоре q_K (Дж/кг) с z ступенями:

$$q_K = z \cdot q_c + (z - 1)q_{п.о}, \quad (1.29)$$

где z – число ступеней сжатия.

Количество воды, необходимое для охлаждения 1 кг воздуха (л/кг):

$$V_{в.к} = \frac{q_K}{c_v(t_{2в} - t_{1в})}, \quad (1.30)$$

где $c_v = 4,19$ кДж/(кг · К) – теплоемкость воды;

$(t_{2в} - t_{1в}) = 10...15$ ° – разность температур выходящей из компрессора и поступающей в компрессор воды.

Часовое количество воды, необходимое для охлаждения (л/ч):

$$Q_{в.ч} = 60 \cdot V_{в.к} \cdot \rho \cdot Q_K, \quad (1.31)$$

где Q_K – производительность компрессора, м³/мин;

ρ – плотность всасываемого воздуха, 1,2 кг/м³.

Для компрессоров с конечным избыточным давлением воздуха до 0,8 МПа рекомендуются следующие нормы удельного расхода охлаждающей воды (на 1 м³ воздуха): поршневые компрессоры производительностью до 50 м³/мин — 3,3 ... 5 л/м³; производительностью от 50 до 100 м³/мин — 3,1...3,3 л/м³, для центробежных компрессоров производительностью от 250 до 500 м³/мин — 11...13 л/м³.

Для компрессорных станций чаще всего используются оборотные системы водоснабжения, в которые входят насосные станции, охладительные устройства и промежуточные сооружения (колодцы, для теплой и холодной воды, резервуары и водоводы).

Насосные станции оборудуют центробежными насосами с напором 30...50 м.

Для охлаждения воды применяются градирни и бассейны с брызгалами.

Техническая характеристика градирен для охлаждения оборотной воды приведена в табл. 1.1.

Таблица 1.1. Техническая характеристика градирен

Тип градирни	Тип оросительного устройства	Площадь градирни, м ²	Производительность, м ³ /ч	
			Одной секции	Всей градирни
вентиляторная	капельный	64х ³ =193	192...512	576...1536
вентиляторная	капельный	64	192...512	192...512
вентиляторная	капельный	16х ³ =128	48...128	144...384
вентиляторная	плёночный	64х ³ =192	512...1152	1536...3456
вентиляторная	плёночный	64х ² =128	512...1152	1024...2304
вентиляторная	плёночный	64	730	730
башенная	капельный	40	-	40...136
башенная	капельный	25	-	25...85
башенная	капельный	15	-	15...51

Площадь брызгального бассейна F , м² определяется формулой

$$F = \frac{Q_n}{h}, \quad (1.32)$$

где Q_n – часовая производительность насоса, м³/ч;

h – высота орошения 0,8...1,0 м³/м².

Сопла ударного или винтового типа устанавливаются над зеркалом воды на высоте 1...1,5 м в несколько рядов на расстоянии от 1,2 до 2 м, расстояние между рядами принимается 3...5 м. Стенки бассейна делают кирпичными, а дно на щебеночном основании, бетонным с последующим асфальтированием.

Для уменьшения уноса воды вокруг бассейна сооружают широкую асфальтированную площадку с уклоном в сторону борта высотой 0,2...0,3 м. Расстояние от крайних сопел до борта должно быть не менее 6...7 м. Площадь бассейна, приходящаяся на одно брызгало, составляет 7...10 м². Глубина бассейна обычно берется 0,8...1 м. Брызгальные бассейны располагаются на расстоянии не менее 50 м от здания компрессорной станции.

Выбор пускорегулирующей аппаратуры, аппаратуры управления и средств контроля. Для защиты, управления и контроля за работой электроприводов применяют автоматические воздушные выключатели, магнитные пускатели и станции управления, комплектные распределительные устройства напряжением свыше 1000 В и др.

Автоматические воздушные выключатели применяют в установках напряжением менее 1000 В для распределения электроэнергии между электроприемниками включения и отключения магистральных кабелей, для защиты электрооборудования от токов короткого замыкания и недопустимого падения напряжения. Для установок на поверхности в закрытых помещениях применяют автоматические выключатели серии А-2000 и автоматы серии АВ.

В подземных выработках шахт, опасных по газу и пыли, применяют автоматические выключатели во взрывобезопасном исполнении типа АФВ.

В силовых цепях переменного тока напряжением до 380 В применяют контакторы серии КТВ.

Для защиты и дистанционного управления асинхронными двигателями с короткозамкнутым ротором напряжением менее 1000 В применяют магнитные пускатели.

Для автоматического управления асинхронными двигателями с контактными кольцами и синхронными двигателями применяются станции управления.

1.3. Пример расчета пневматической установки

Рассчитать пневматическую установку для рудника с годовой производительностью 200 тыс. т/год. Согласно схемы вскрытия и отработки в одновременной работе находятся два горизонта рудника с тремя добычными участками:

– на I участке работают: перфораторы ПП-54В – 4 шт, погрузочные машины ППН-1С – 2 шт, вентиляторы местного проветривания ВМП-4М – 1 шт;

– на II участке работают: перфораторы ПП-54В – 2 шт, погрузочные машины ППН-1С – 1 шт, вентиляторы местного проветривания ВМП-4М – 1 шт;

– на III участке работают: перфораторы ПП-54В – 6 шт, погрузочные машины ППН-1С – 3 шт, вентиляторы местного проветривания ВМП-4М – 2 шт.

1. *Производительность компрессорной станции* определим на основании расчетов, выполненных в табл. 1.2, по данным которой

устанавливаем максимальный и средний расход сжатого воздуха потребителями, считая, что в наиболее загруженную смену работают все участки одновременно.

Таблица 1.2. Расход сжатого воздуха по руднику

Потребители		Номинальный расход воздуха потребителем, м ³ /мин	Коэффициенты				Максимальный расход воздуха V _{max} , м ³ /мин	Средний расход воздуха V _{ср} , м ³ /мин
Наименование	Число		Износа k _и	Одновременности работы	Загрузки k _з	Включения k _в		
Перфоратор ПП-54В	12	3,87	1,15	0,82	1,0	0,65	43,8	28,5
Погрузочная машина ППН-1С	6	9	1,15	0,95	0,25	0,4	14,7	5,9
Вентилятор ВМП-4М	4	5,4	1,0	1,0	0,7	1,0	15,1	15,1
Итого	22						73,6	49,5

Средневзвешенный коэффициент включения определяется по формуле

$$k_v = \frac{\sum_{i=1}^z V_{cp.i}}{\sum_{i=1}^z V_{max.i}} = \frac{49,5}{73,6} = 0,67.$$

Производительность компрессорной станции в конце работ на руднике при одновременной работе трех участков по формуле

$$V_{kc} = k_p \cdot \sum_{i=1}^z n_{n.i} \cdot V_{n.i} \cdot k_o \cdot k_{u.i} \cdot k_{z.i} + V_{ym} \cdot l + V_{np} \cdot n_{np},$$

$$V_{kc} = 1,1 \cdot 73,6 + 3 \cdot 2,2 + 0,4 \cdot 22 = 96,4 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Производительность компрессорной станции в начале работ, когда на руднике работает I участок:

$$V_{kc} = 1,1 \cdot (4 \cdot 3,87 \cdot 0,95 \cdot 1,15 \cdot 1 + 2 \cdot 9 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 0,25 + 1 \cdot 5,4 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,7) + 3 \cdot 1,05 + 0,4 \cdot 7 = 34,4 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

2. Тип и число компрессоров.

Исходя из расчетной производительности компрессорной станции $V_{к.с} = 96,4 \text{ м}^3/\text{мин}$ и имея в виду изменение характеристик компрессоров в процессе эксплуатации, а также возможное увеличение числа и мощности потребителей, принимаем: три компрессора 2ВМ10-50/9, из которых в работе будут один в начале работ на руднике и два — в конце работ, один компрессор резервный.

Резерв производительности компрессорной станции равен

$$[(150 - 50)/50] \cdot 100 = 200 \% \text{ в начале работ на руднике}$$

$$[(150 - 100)/100] \cdot 100 = 50 \% \text{ — в конце работ.}$$

В среднем за период работ на руднике резерв равен 125 %.

Удельная индикаторная работа компрессора при адиабатном сжатии воздуха по формуле:

$$L_{к.ад} = z \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \rho_1 \left[\left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{\frac{k-1}{z \cdot k}} - 1 \right]$$

$$L_{к.ад} = 2 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 101,3 \left[\left(\frac{750}{101,3} \right)^{\frac{1,4-1}{2 \cdot 1,4}} - 1 \right] = 235,0 \text{ кДж/м}^3$$

Мощность двигателей для компрессоров по формуле

$$N_{\partial} = \frac{L_{к} \cdot V_{мин}}{60 \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_n \cdot \eta_{\partial}} = \frac{235,0 \cdot 50}{60 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 1,0 \cdot 0,92} = 262,8 \text{ кВт}$$

Компрессор 2ВМ10-50/9 поставляется заводом комплектно с синхронным двигателем ДСК-173/16-16 мощностью 315 кВт, $n = 375$ об/мин, напряжением 6000 (10000) В.

3. Необходимое избыточное давление сжатого воздуха на компрессорной станции при рабочем давлении у потребителей $p_n = 0,5$ МПа определяем по формуле

$$p_{к.с} = p_n + 0,03l + 0,03 = 0,5 + 0,03 \cdot 1,2 + 0,03 = 0,57 \text{ МПа.}$$

Принимаем давление на выходе из компрессорной станции $p_{к.с} = 0,57$ МПа.

4. *Расчет воздухопроводной сети.* В соответствии со схемой вскрытия месторождения составляется схема воздухопроводной сети (рис. 1.14).

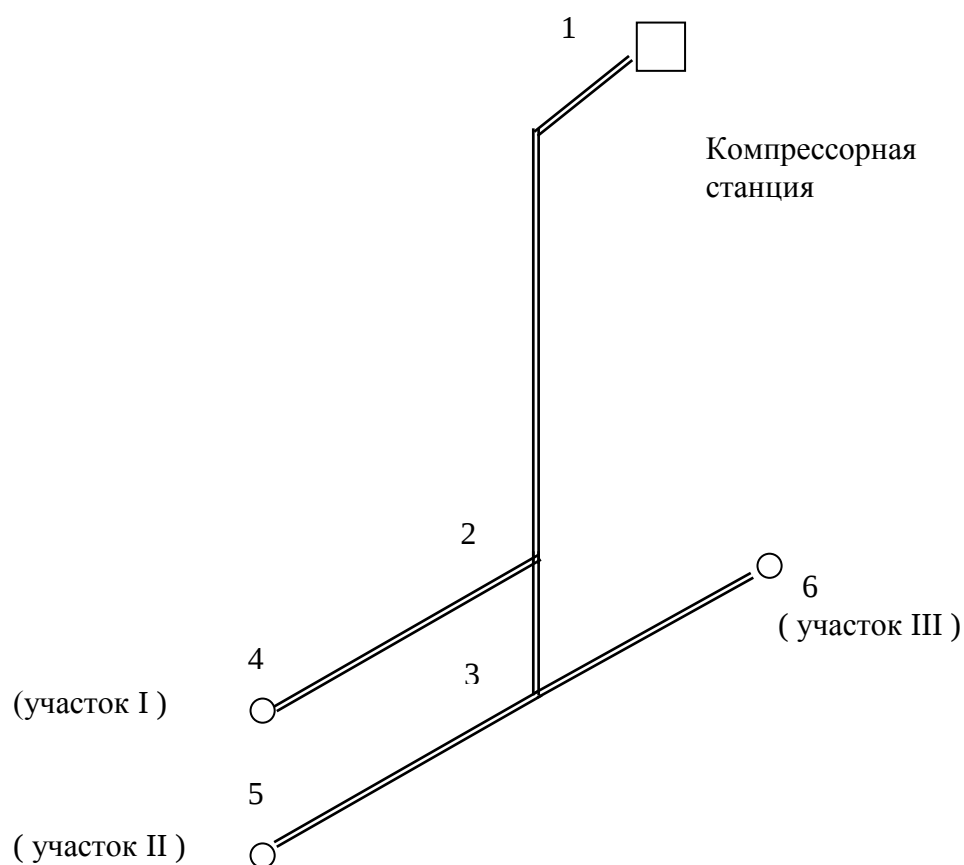


Рис. 1.14. Схема воздухопроводной сети рудника

Определяем расход воздуха на отдельных участках воздухопровода, для упрощения дальнейших расчетов в табл. 1.3 определены максимальные и средние расходы воздуха на участках воздухопровода.

Таблица 1.3. Расход сжатого воздуха на участках воздухопроводной сети

Потребители		Номи- нальный расход воздуха потреби- телем, м³/мин	Коэффициенты				Макси- мальный расход воздуха V_{max} , м³/мин	Средний расход воздуха V_{cp} , м³/мин
Наименование	Число		Износа k_u	Одновремен- ности работы	Загрузки k_z	Включения k_e		
Участок 2-3								
Перфоратор ПП-54В	8	3,87	1,15	0,82	1,0	0,65	29,2	19,0
Погрузочная машина ППН- 1С	4	9	1,15	0,95	0,25	0,4	9,8	3,9
Вентилятор ВМП-4М	3	5,4	1,0	1,0	0,7	1,0	11,3	11,3
Итого	15						50,3	34,2
Участок 2-4								
Перфоратор ПП-54В	4	3,87	1,15	0,82	1,0	0,65	14,6	9,5
Погрузочная машина ППН- 1С	2	9	1,15	0,95	0,25	0,4	4,9	2,0
Вентилятор ВМП-4М	1	5,4	1,0	1,0	0,7	1,0	3,8	3,8
Итого	7						23,3	15,3
Участок 3-5								
Перфоратор ПП-54В	2	3,87	1,15	0,82	1,0	0,65	7,3	4,7
Погрузочная машина ППН- 1С	1	9	1,15	0,95	0,25	0,4	2,4	1,0
Вентилятор ВМП-4М	1	5,4	1,0	1,0	0,7	1,0	3,8	3,8
Итого	4						13,5	9,5
Участок 3-6								
Перфоратор ПП-54В	6	3,87	1,15	0,82	1,0	0,65	21,9	14,2
Погрузочная машина ППН- 1С	3	9	1,15	0,95	0,25	0,4	7,4	3,0
Вентилятор ВМП-4М	2	5,4	1,0	1,0	0,7	1,0	7,5	7,5
Итого	11						36,8	24,7

По данным табл. 1.3 определяем расход воздуха на всех участках сети.

Участок 1–2. Расход воздуха на этом участке равен производительности компрессорной станции, т. е. $V_{1-2} = 96,4 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Участок 2–3. Количество протекающего по участку воздуха находим по формуле

$$V_{yч} = k_p \cdot \sum_{i=1}^z n_{n.i} \cdot V_{n.i} \cdot k_o \cdot k_{u.i} \cdot k_{3.i} + V_{ym} \cdot l + V_{np} \cdot n_{np},$$

$$V_{2-3} = 1,1 \cdot 50,3 + 3 \cdot 1,15 + 0,4 \cdot 15 = 64,8 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Участок 2–4: Количество протекающего по участку воздуха

$$V_{2-4} = 1,1 \cdot 23,3 + 3 \cdot 0,5 + 0,4 \cdot 7 = 29,9 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Участок 3–5: Количество протекающего по участку воздуха

$$V_{3-5} = 1,1 \cdot 13,5 + 3 \cdot 0,6 + 0,4 \cdot 4 = 18,3 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Участок 3–6: Количество протекающего по участку воздуха

$$V_{3-6} = 1,1 \cdot 36,8 + 3 \cdot 0,5 + 0,4 \cdot 11 = 46,4 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Определяем диаметры труб и потери давления на всех участках воздухопроводной сети.

Средняя плотность сжатого воздуха на всех участках воздухопровода

$$\rho_{cp} = \frac{p_{к.с} + p_n}{2 \cdot R \cdot T_{cp}} = \frac{(0,57 + 0,5) \cdot 10^6}{2 \cdot 287 \cdot 293} = 6,36 \text{ кг/м}^3.$$

Оптимальный диаметр труб для участка 1-2 воздухопровода находим по формуле

$$d_{опт}^{1-2} = \sqrt{\frac{4 \cdot \rho_o \cdot V_{1-2}}{60 \cdot \pi \cdot v \cdot \rho_{cp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,16 \cdot 96,4}{60 \cdot 3,14 \cdot 8 \cdot 6,36}} = 0,216 \text{ м}.$$

Стандартный диаметр диаметров труб принимаем по табл. А.1, для участка 1–2 $d_{1-2} = 229 \text{ мм}$.

Эквивалентная длина для определения расчетной длины участков сети принята равной 10 % от фактической.

Скорость движения воздуха в трубах по формуле

$$v_{1-2} = \frac{4 \cdot \rho_o \cdot V_{1-2}}{60 \cdot \pi \cdot d_{1-2}^2 \cdot \rho_{cp}} = \frac{4 \cdot 1,16 \cdot 96,4}{60 \cdot 3,14 \cdot 0,229^2 \cdot 6,36} = 7,12 \text{ м/с.}$$

Расчетные потери давления вычисляем по формуле

$$\Delta p_{1-2} = \lambda \cdot \frac{l_{p1-2}}{d_{1-2}} \cdot \frac{v_{1-2}^2}{2} \cdot \rho_{cp} = 0,0334 \cdot \frac{605}{0,229} \cdot \frac{7,12^2}{2} \cdot 6,36 = 14225 \text{ Па.}$$

Расчеты по остальным участкам приведены в табл. 1.4.

Таблица 1.4. Определение диаметров труб и потерь давления

Участок	Расход воздуха на участке V , м ³ /мин	Оптимальный диаметр труб d_{opt} , мм	Стандартный диаметр труб d , мм	Фактическая длина участков труб l_{ϕ} , м	Расчетная длина участков труб l_p , м	Скорость воздуха в трубе v , м/с	Расчетные потери давления на участке Δp , МПа
1-2	96,4	216	229	550	605	7,12	0,0143
2-3	64,8	177	180	50	55	7,75	0,0020
2-4	29,9	120	126	500	550	7,29	0,0247
3-5	18,3	94	100	600	660	7,08	0,0294
3-6	46,4	150	156	500	550	7,38	0,0205

По данным табл. 1.4 потери давления от компрессора до самого удаленного i потребителя по линии 1–2–3–5 равны

$$\Sigma \Delta p = 0,0143 + 0,0020 + 0,0294 = 0,0457 \text{ МПа.}$$

Избыточное давление на выходе компрессорной станции

$$p_{к.с} = p_n + \Sigma \Delta p + \Delta p_{in} = 0,5 + 0,0457 + 0,03 = 0,5757 \text{ МПа.}$$

Принимаем окончательно давление сжатого воздуха на выходе из компрессорной станции $p_{к.с} = 0,58 \text{ МПа.}$

5. *Находим технико-экономические показатели.*

Принимаем 20 ч работы компрессоров в сутки и 300 рабочих дней в году.

Среднегодовая выработка сжатого воздуха

$$V_{\Gamma} = 60 \cdot V_{\kappa\sigma} \cdot n_{\kappa} \cdot n_{\partial} = 60 \cdot 100 \cdot 20 \cdot 300 = 36000000 \text{ м}^3.$$

Годовой расход электроэнергии

$$W_{\Gamma} = k \frac{\sum N}{\eta_{\partial} \eta_{\sigma}} n_{\kappa} n_{\partial} = 1,04 \frac{2 \cdot 300}{0,9 \cdot 0,95} \cdot 20 \cdot 300 = 4379000 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Расход электроэнергии на 1 м³ воздуха

$$w = \frac{W_{\sigma}}{V_{\sigma}} = \frac{4379000}{36000000} = 0,12 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{м}^3.$$

6. *При дальнейшем расчете выбирают вспомогательное оборудование, устанавливаемое в компрессорной станции.*

Контрольные вопросы

1. Объясните основные положения первого закона термодинамики.
2. Почему в изотермическом процессе сжатия отсутствует приращение внутренней энергии?
3. Объясните политропный процесс сжатия воздуха.
4. Чем отличается действительный цикл от теоретического в поршневом компрессоре?
5. Почему нельзя сжать воздух в одной ступени до требуемого давления?
6. Напишите формулу для определения удельной работы для двухступенчатого сжатия.
7. Объясните основные параметры работы поршневого компрессора.

8. Какими способами возможно осуществить регулирование поршневого компрессора?
9. По каким признакам классифицируются поршневые компрессоры?
10. Назовите основные способы регулирования ротационных компрессоров.
11. Объясните отличие протекания процесса сжатия в центробежном компрессоре от поршневого.
12. Назовите основные параметры работы центробежного компрессора.
13. Какие причины влияют на потери энергии при транспортировании воздуха?
14. Как влияет падение давления в сети на потери энергии?
15. Назовите основные положения по проектированию пневматических сетей.
16. Как определяются потери расхода воздуха по длине трубопровода?
17. Назовите основные методы повышения эффективности работы рудничных пневматических сетей.

Рекомендуемая литература

1. Алексеев В.В. Стационарные машины / В.В. Алексеев. - М.: Недра, 1989. – 416 с.
2. Алексеев В.В. Рудничные насосные, вентиляторные и пневматические установки: учебное пособие для вузов / В.В. Алексеев. - М.: Недра, 1983. – 381 с.
3. Гришко А.П. Стационарные машины и установки / А.П. Гришко, В.И. Шелоганов. - М.: МГГУ, 2004. - 415 с.

4. Донченко А.С. Справочник механика рудной шахты. В 2 кн./ А.С. Донченко, В.А. Донченко, А.А. Соснин. - М.: Недра, 1991.- Кн.2 – 368 с.
5. Картавый Н.Г. Стационарные машины / Н.Г. Картавый. - М.: Недра, 1981. – 365 с.
6. Стационарные установки шахт / под общей ред. Б.Ф. Братченко. - М.: Недра, 1981. – 440 с.
7. Хаджиков Р.Н. Горная механика / Р.Н. Хаджиков, С.А. Бутаков. - М.: Недра, 1982. – 407 с.

2. Шахтные подъемные установки

2.1. Теоретические сведения о шахтном подъёме

2.1.1. Общие сведения о шахтных подъемных установках

Подъемные установки служат для подъема на поверхность полезного ископаемого, породы, а также для спуска и подъема людей, оборудования и материалов.

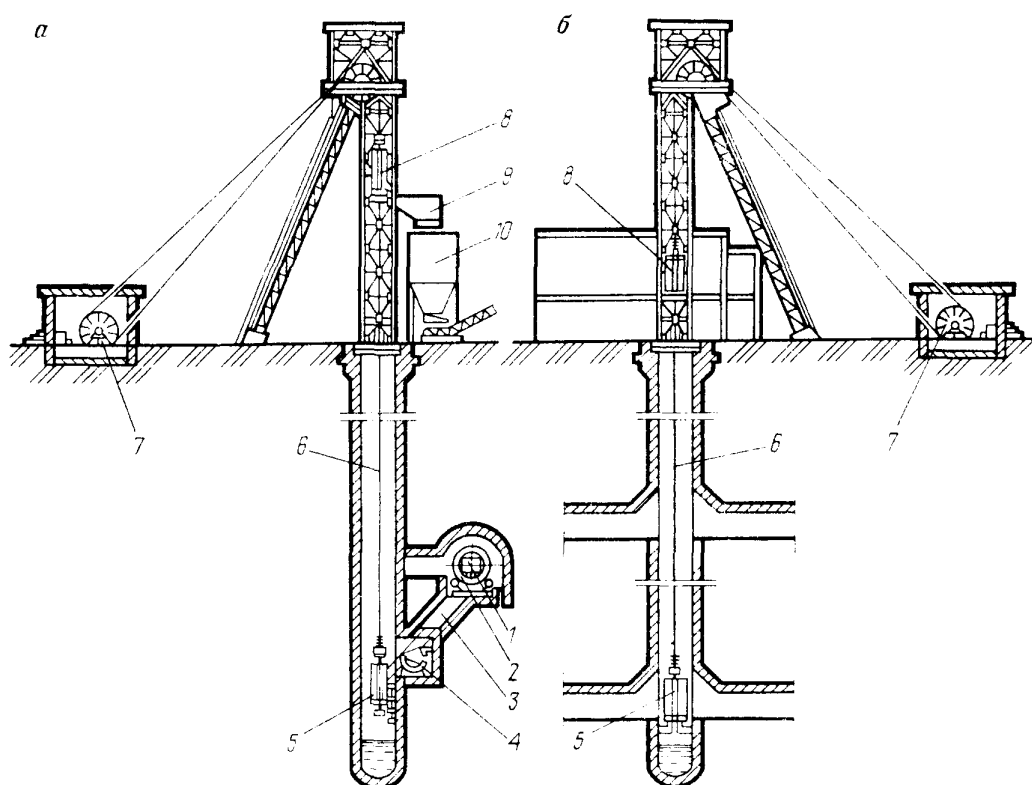


Рис. 2.1. Подъемные установки вертикальных стволов: а) скиповая; б) клетевая:

1- груженная вагонетка; 2- опрокидыватель околоствольного двора; 3 – бункер; 4 - загрузочное устройство с дозатором; 5 – подъемный сосуд (скип, клеть); 6 - канат; 7 - подъемная машина; 9 - приемный бункер; 10 - бункер

Основными элементами подъемной установки являются: подъемная машина, подъемные сосуды (клеть, скипы, бадьи), стальные ка-

наты, загрузочные и разгрузочные устройства (при скиповом подъеме), копры с направляющими шкивами и проводники.

Подъемные сосуды подвешены на канатах и перемещаются с помощью их в стволе. Сосуды движутся по проводникам, представляющим собой направляющие, уложенные по всей длине ствола.

По назначению подъемные установки подразделяют: на главные, предназначенные для подъема полезного ископаемого, вспомогательные (людские, грузовые и грузо-людские), служащие для подъема и спуска людей, породы, материалов и оборудования, и проходческие, применяемые при проходке и углубке стволов шахт.

По углу наклона ствола различают: вертикальные и наклонные подъемные установки. Скиповой и клетевой подъемы применяют для транспортирования грузов по вертикальным и наклонным стволам с углом наклона свыше 25° . При угле наклона ствола до 25° полезное ископаемое доставляют в вагонетках, из которых оно не высыпается, а при угле 18° может быть применен конвейерный транспорт.

По типу подъемных сосудов подъемные установки бывают: клетевыми, скиповыми и бадьевыми.

По типу подъемных машин установки могут быть: с цилиндрическими барабанами, с барабанами переменного радиуса и со шкивами трения.

По степени уравновешенности подъемной системы: неуравновешенные и уравновешенные. Для уравновешивания поднимаемых масс канатов в подъемных установках при глубинах более 600 м часто применяют уравновешивающий канат, который своими концами подвешивается к днищам сосудов (или сосуда и противовеса).

При применении многоканатных установок, подъемные машины устанавливаются на копре и имеют канатоведущий орган в виде мно-

гожелобчатого шкива трения. Канат огибает канатоведущий шкив трения и приводится в движение силами трения, возникающими между вращающимся шкивом и прижатым к нему силами натяжения канатом.

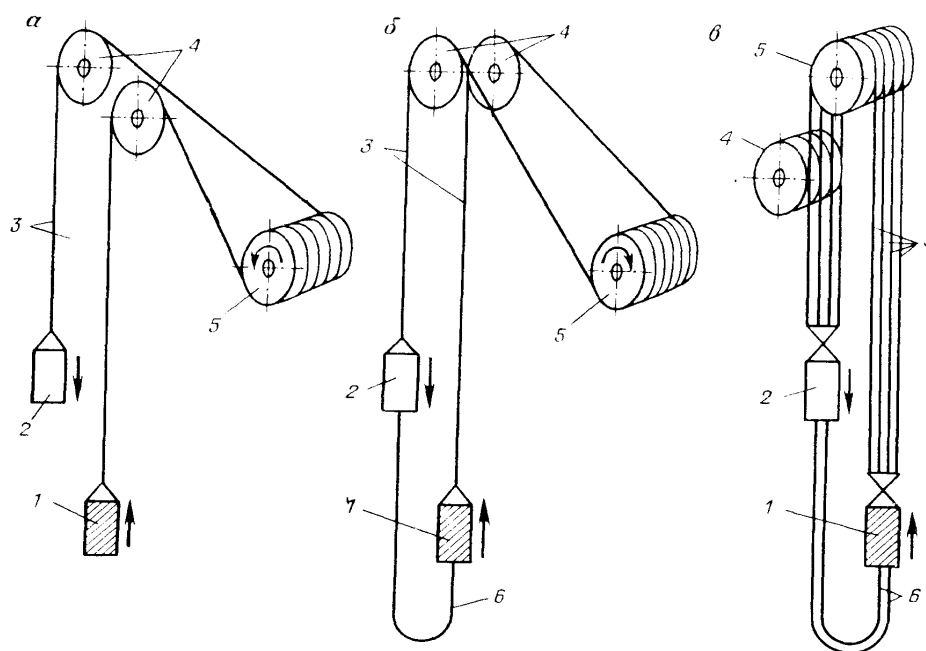


Рис. 2.2. Основные схемы подъемных установок:

а – неуравновешенная установка с барабанным органом навивки (1,2 – подъемные сосуды; 3 – канаты (головные); 4 – направляющий шкив; 5 – орган навивки подъемной машины); *б* – уравновешенная установка с барабанным органом навивки (6 – уравновешивающий канат – хвостовой); *в* – установка со шкивами трения (4 – отклоняющий шкив; 5 – шкив трения; 6 – уравновешивающие канаты)

2.1.2. Механическая часть подъемных установок

Подъемные сосуды подразделяют на клетки, скипы и бадьи. По назначению *клет* могут быть грузолюдскими и людскими. Последние не снабжаются устройствами для размещения и фиксации вагонок.

Современные клетки выпускаются одно- и двухэтажными с размещением одной вагонетки в этаже. Опрокидные клетки – одноэтажные, на одну вагонетку.

В соответствии с правилами безопасности клетки для спуска и подъема людей, за исключением клеток многоканатного подъема, должны быть снабжены парашютами, предназначенными для плавного торможения и остановки их в случае обрыва подъемных канатов или подвесных устройств.

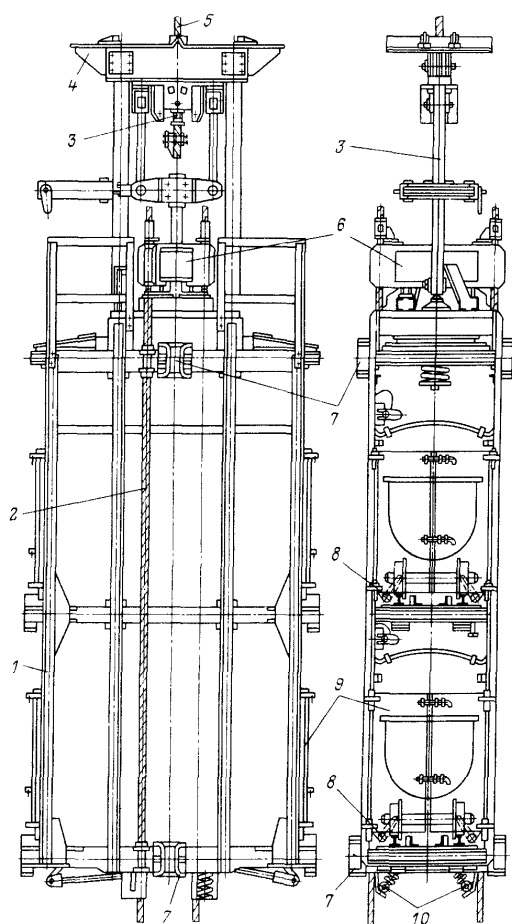


Рис. 2.3. Клеть двух-этажная

1 – несущий каркас; 2 – тормозной канат; 3 – подвесного устройства; 4 – предохранительный зонт; 5 – подъемный канат; 6 – ловитель; 7 – направляющие устройство (направляющие башмаков

или ролики); 8 – стопорное устройство; 9 – двери; 10 – амортизаторы

В настоящее время на шахтах применяют парашюты с захватом за проводники и за специальные тормозные канаты. Более надежны парашюты второго типа. Они состоят из ловителя, устанавливаемого

на клетки, и одного или двух тормозных канатов, соединяемых с амортизационными канатами на копре. При обрыве подъемного каната лоповитель захватывает тормозные канаты, навешенные на всю длину ствола, и клеть плавно останавливается.

Скипы представляют собой металлическую конструкцию призматической формы, состоящую из рамы и кузова. В зависимости от способа разгрузки скипы подразделяют на скипы с неподвижным кузовом и опрокидные. Кузов опрокидного скипа имеет глухое днище и крепится к раме шарнирно.

Скип разгружается через верх при опрокидывании кузова. Кузов опрокидывается с помощью роликов, установленных на боковых стенках кузова, которые, двигаясь в разгрузочных кривых, поворачивают кузов на угол $135...145^\circ$ относительно вертикально перемещающейся рамы.

Опрокидные скипы применяют в основном в рудной промышленности. В угольной промышленности наибольшее распространение получили скипы с неподвижным кузовом и с секторным затвором.

Основные параметры скипов: вместимость; грузоподъемность, коэффициент тары, равный отношению массы подъемного сосуда к массе транспортируемого груза. Этот коэффициент для скипов находится в пределах $0,75...1,25$, причем меньшие значения соответствуют скипам большей грузоподъемности. Вместимость эксплуатируемых скипов составляет в основном $8...15 \text{ м}^3$, в отдельных случаях достигает при одноканатных машинах 20 м^3 и при многоканатных 35 м^3 .

При использовании опор скольжения и жестких проводников скорость движения сосуда не превышает 10 м/с из-за ударов последнего на стыках проводников.

На подъемных установках с большой грузоподъемностью сосудов и скоростью движения 12...20 м/с применяют деревянные и металлические коробчатые проводники и роликовые направляющие или эластичные проводники и направляющие скольжения.

Бадья состоит из сварного кузова и дуги. Кузов и днище бадьи изготавливают из листовой стали толщиной 6...12 мм. Самопрокидывающаяся бадья в нижней части кузова имеет две цапфы, вокруг которых она поворачивается при разгрузке. Неопрокидная бадья по конструкции аналогична самопрокидывающейся.

Подъемные канаты являются наиболее ответственными элементами подъемных установок. Они изготавливаются из проволоки высокосортной стали марки В (высший сорт) для людских и грузоподъемных установок и марки I для грузовых установок. Временное сопротивление разрыву проволоки $\delta_s = 1200 \dots 2400 \text{ Н/мм}^2$, диаметр проволоки от 0,2 до 4 мм. Для вертикальных подъемных установок применяют канаты из проволок с $\delta_s = 1600 \dots 1900 \text{ Н/мм}^2$. Применяется проволока без всякого покрытия или с покрытием слоем цинка. Оцинкованные проволоки имеют больший срок службы, т.к. слой цинка уменьшает трение между проволоками.

Для подъемных установок применяют *канаты одинарной и двойной свивки*.

По форме сечения канаты могут быть круглыми и плоскими. Круглые канаты применяют в качестве подъемных, амортизирующих, тормозных и проводниковых канатов.

Плоские канаты гибки и не раскручиваются, но дороги в изготовлении. Срок службы этих канатов из-за неравномерного вытягивания стренг и перетирания металлических ушивальников меньше срока

службы круглых канатов, и поэтому их применяют только в качестве уравнивающих канатов.

По конструкции проволок наружного слоя канаты одинарной свивки бывают открытыми и закрытыми.

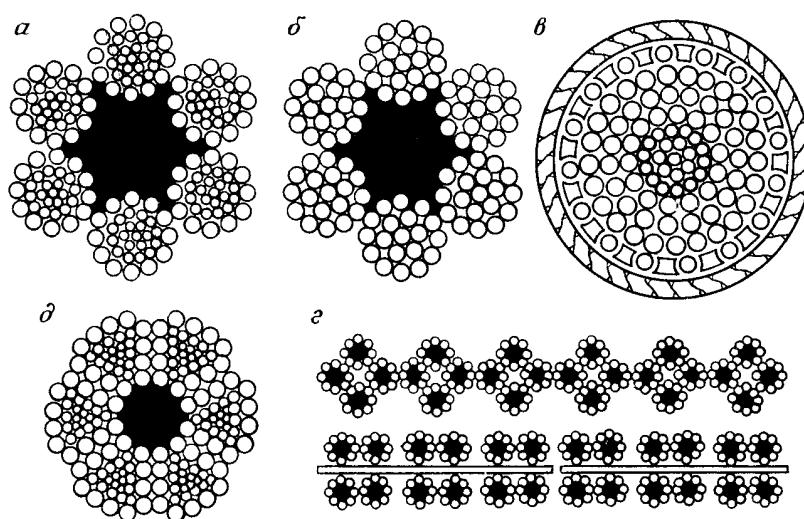


Рис. 2.4. Сечения канатов:

круглопрядных с проволоками разного (а) и одинакового (б) диаметров; закрытого (в), плоского (г) и трехгранопрядного (д)

Правилами технической эксплуатации (ПТЭ) в качестве подъемных канатов применяются и рекомендуются к применению кругло- и трехгранопрядные канаты, а также канаты закрытой конструкции. На подъемных установках используют канаты с пеньковым сердечником, который выполняет две функции — служит опорой для прядей и удерживает в себе смазку, способствующую уменьшению истирания проволок, а также их коррозии.

Направляющие (копровые) шкивы одноканатных подъемных установок располагаются на площадке вверху копра и служат для поддержания подъемных канатов и направления их в стволе.

Основными элементами направляющих шкивов являются: обод, спицы, ступица, ось, подшипники.

Ступица крепится на оси шкива неподвижно с помощью шпонки. Для предотвращения осевого сдвига шкива на его ось насаживают кольца. Подъемный канат движется в канавке (ручье) обода шкива.

Шкивы диаметром 2; 2,5; 3 м имеют стальной литой обод и круглые стальные спицы. Шкивы диаметром 4; 5; 6 м выполняются со стальным штампованным ободом и спицами из швеллеров. Последние соединяются болтами со ступицей шкива и заклепками с ободом. Шкивы устанавливаются на осях на подшипниках качения.

Отклоняющие шкивы многоканатных подъемных установок располагают на копре ниже подъемной машины. Эти шкивы предназначены для того, чтобы установить необходимое расстояние между осями подъемных сосудов в стволе независимо от диаметра ведущего шкива.

Угол отклонения канатов шкивами для уменьшения износа канатов должен быть не более 15° , угол охвата канатом ведущего шкива будет составлять при этом $190-195^\circ$.

Диаметры отклоняющих шкивов для многоканатных машин с диаметров ведущего шкива до 3,25 м включительно составляют 2 м, при больших диаметрах 3 м.

Срок службы копрового шкива ограничивается износом толщины обода до 50 % от первоначальной толщины независимо от качества металла, из которого он изготовлен.

Копры подъемных установок предназначены для установки на них копровых шкивов, многоканатных подъемных машин при многоканатном подъеме, крепления проводников и разгрузочных кривых для скипов и опрокидных клетей, посадочных устройств клетей. Ко-

пры воспринимают нагрузку от натяжения подъемных канатов, собственной массы, давления ветра, а также от массы многоканатных подъемных машин.

Копры бывают металлическими, железобетонными и комбинированными. Наибольшее распространение получили металлические копры, которые по сравнению с железобетонными значительно легче.

По конструкции копры разделяют на А-образные, четырехстоечные или подкосные, шатровые, цилиндрические и башенные.

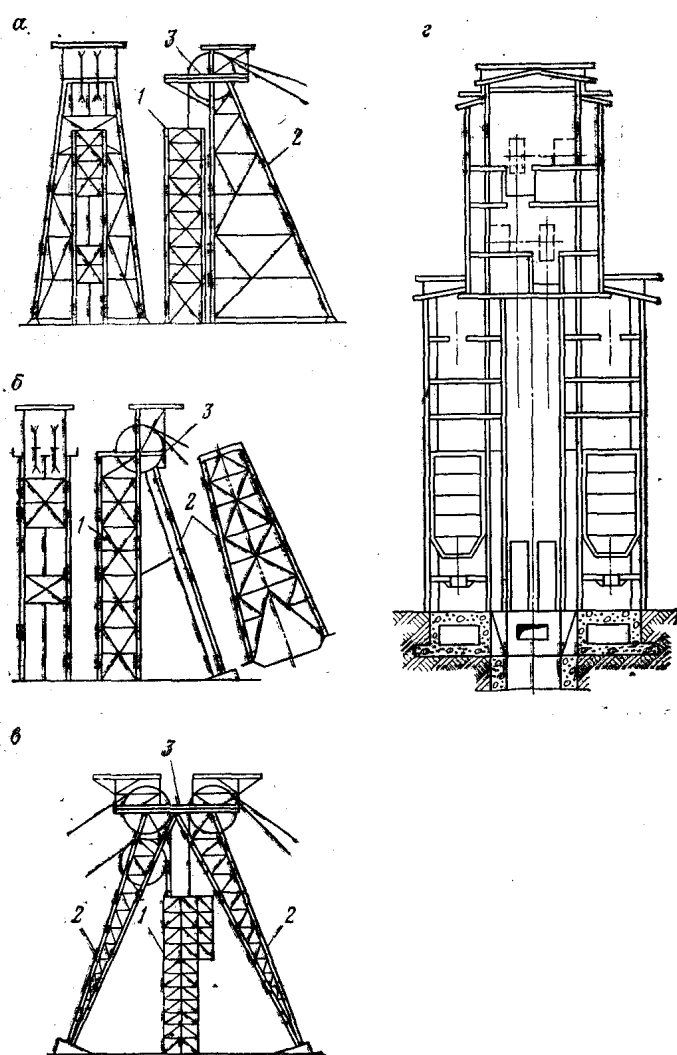


Рис. 2.5. Копры: а) А-образной формы; б) четырехстоечный; в) шатровый; г) башенный

1 – вертикальный станок; 2 – укосина ; 3 – площадка для направляющего шкива

Башенные копры для многоканатных подъемных установок изготавливают из железобетона, остальные копры — из металла, за исключением цилиндрических, которые могут быть полностью металлическими или комбинированными — с железобетонным станком и металлической укосиной.

А-образные копры представляют собой пространственную ферму, у которой основные несущие стойки с фасадной стороны имеют А-образную ферму. Копер воспринимает все нагрузки от копрового шкива, подъемной установки, собственной массы и давления ветра. Основная конструкция не опирается на ствол, и для закрепления проводников и разгрузочных направляющих имеется специальный станок, установленный независимо от основной фермы с опорой на устье шейки ствола.

Четырехстоечные копры состоят из расположенного на устье шейки ствола основного вертикального станка, воспринимающего нагрузки от подъемных сосудов с канатами, собственной массы и давления ветра, и укосины, воспринимающей нагрузку от натяжения канатов. При применении четырехстоечных копров для двух подъемных установок в одном стволе с расположением машин под углом 90° их оборудуют двумя соответственно расположенными укосинами. Копровые шкивы устанавливают на площадке.

Шатровые копры применяют при двух подъемах в одном стволе с расположением подъемных машин под углом 180° . Шатровый копер состоит из симметричных наклонных пространственных ферм, несущих подшивные площадки и воспринимающих все нагрузки, и независимого вертикального станка, опирающегося на устье ствола, к которому крепятся проводники и разгрузочные направляющие.

Цилиндрические копры состоят из выполненного из отдельных металлических секций или железобетона цилиндрического станка, несущего подшивные площадки и воспринимающего нагрузки от подъемных сосудов и канатов, собственной массы и давления ветра. В конструкцию копра входит металлическая укосина, воспринимающая нагрузку от натяжения канатов.

Башенные копры применяют при многоканатных подъемных установках с расположением машины в помещении в верхней части копра. Высота башенных копров: 90...130 м для главных установок и 50 ... 60 м для вспомогательных.

2.1.3. Подъемные машины

По принципу действия *подъемные машины* разделяются на две группы: с барабанными органами намотки и со шкивами трения.

В барабанных подъемных машинах получили распространение следующие органы намотки (рис. 2.6): однобарабанные; однобарабанные с разрезным барабаном; двухбарабанные и бицилиндроконические с разрезным барабаном.

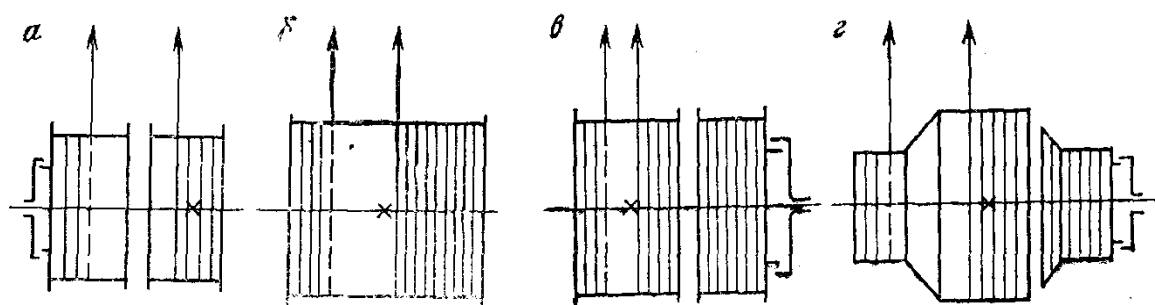


Рис. 2.6. Органы намотки канатов:

a — двухбарабанный; *б* — однобарабанный; *в* — разрезной барабанный; *г* — бицилиндроконический

В зависимости от типа органа навивки и технических данных подъемных машин выбирается область их применения. Подъемные машины с двумя цилиндрическими барабанами следует устанавливать на двухсосудных подъемных установках при работе с нескольких горизонтов; с одним цельным барабаном — на вспомогательных одноклетевых и односкиповых подъемных установках с противовесом; с одним разрезным барабаном — на двухсосудных подъемных установках при работе с одного горизонта. Машины с бицилиндроконическим барабаном применяются для глубоких шахт и рудников с большой грузоподъемностью сосудов.

Цилиндрические барабаны целесообразно применять при глубине шахт до 600...650 м.

Конструктивно барабаны состоят из литых ступиц (чугунных для машин с диаметром барабана до 3 м и стальных — при больших диаметрах), к которым приварены или присоединены болтами спицы из швеллеров, обечайки из листовой стали толщиной 10–22 мм с усиливающими внутренними кольцами жесткости, и тормозных ободьев. К обечайке болтами с потайной головкой крепится футеровка из пресс-массы или деревянных брусьев (граб, ясень, вяз) шириной 150–200 мм и толщиной 70–100 мм. На футеровке для равномерной укладки витков каната и обеспечения необходимого зазора между ними нарезаются винтовые канавки.

Концы канатов к барабанам крепят специальным устройством с фиксацией не менее чем в трех точках внутри барабана. Щель, через которую канат проходит внутрь барабана, должна иметь закругленные края для исключения деформации каната. Запрещается крепление каната к валу подъемной машины.

Для ослабления натяжения каната в месте его прикрепления к барабану на наружной поверхности барабана должно быть расположено не менее трех витков трения при деревянной или пресс-массовой футеровке и не менее пяти витков трения на барабанах, нефутерованных фрикционными материалами.

Кроме того, на барабане должна размещаться дополнительная длина каната (около 30 м), необходимая для периодических испытаний, при которых отрубается кусок каната у прицепного устройства.

Однобарабанный орган навивки двухконцевой подъемной установки обслуживает два головных каната. Средняя часть барабана — общая для обоих канатов и попеременно служит для навивки левого и правого канатов.

Однобарабанный орган навивки придает подъемным машинам компактность, уменьшает их массу и размеры машинного здания, однако не позволяет обслуживать одновременно несколько горизонтов, и при его использовании также усложняются навеска и смена канатов, регулирование их длины после вытяжки канатов и обрубки их отрезков для испытаний.

Двухбарабанные органы навивки позволяют производить подъем груза с нескольких горизонтов и по сравнению с однобарабанными имеют большую канатоемкость. У подъемных машин с двумя цилиндрическими барабанами каждый головной канат обслуживается отдельным барабаном. Причем один барабан наглухо связан с валом машины, а другой является переставным и специальным механизмом перестановки может отключаться от вала и после поворота последнего на любой угол снова с ним соединяться. При смене горизонта, с которого поднимается груз, подъемный сосуд, канат которого навивается на переставной барабан, устанавливается на верхней приемной пло-

щадке. Затем переставной барабан отсоединяется от вала и стопорится тормозом. Включается подъемная машина, и поднимается на нужный горизонт сосуд, канат которого навивается на барабан, жестко связанный с валом. После этого переставной барабан соединяется с валом, и подъемная установка готова для работы с нового горизонта. Аналогично осуществляется регулирование длины каната.

Вместе с тем двухбарабанные подъемные машины имеют большую по сравнению с однобарабанными ширину. Двухбарабанный орган навивки при расположении направляющих шкивов в одной плоскости не всегда может обеспечить требуемый угол девиации струн канатов.

Однобарабанный орган навивки с разрезным барабаном состоит из двух частей — длинной, заклиненной на валу, и короткой, переставной — и позволяет регулировать длину каната. Регулировка осуществляется таким образом, чтобы один канат находился на переставной части, а другой на заклиненной и при навивке не переходил на переставную часть, т. е. подъемный сосуд должен переставляться относительно другого на высоту, равную длине каната на переставной части.

Навивка каната на разрезной барабан может производиться только в один слой, на одно- и двухбарабанных органах навивка может быть многослойной. Однако при многослойной навивке увеличиваются нагрузки на канат и его износ.

Бицилиндроконические разрезные барабаны обеспечивают уравновешивание системы подъемной установки и позволяют осуществлять регулировку длины каната и смену горизонта.

Подъемные машины с ведущими шкивами трения могут быть одно- (ранние модификации) или многоканатными (более совершенные современные модификации).

Подъемная установка с одноканатным шкивом трения компактна, имеет малую ширину, но ей присущи значительные недостатки: снижение безопасности подъема, т. к. при обрыве каната в ствол падают оба сосуда; сложные навеска канатов и регулирование их длины; невозможность работы двумя подъемными сосудами с нескольких горизонтов и т. д. Эти недостатки привели к ограниченному ее использованию в России.

Подъемные машины с многоканатными шкивами трения (многоканатные машины) имеют следующие преимущества по сравнению с машинами, оборудованными барабанными органами и одноканатными шкивами: меньший диаметр каната (в связи с применением нескольких канатов); меньший диаметр канатоведающего органа (из-за меньшего диаметра каната), а следовательно, и меньший крутящий момент; более безопасны в работе, т. к. шкив трения представляет собой фрикционную защиту против чрезмерных возрастных усилий в подъемных канатах от экстренных и аварийных нагрузок; исключаются парашюты на клетях, т. к. одновременный разрыв нескольких канатов практически невозможен; меньшие размеры и компактность, что удешевляет изготовление машин и упрощает их транспортирование; возможность поднятия тяжелых грузов с больших глубин; возможность размещения подъемной машины непосредственно на копре (над устьем ствола), что требует меньших площадей под поверхностные сооружения шахты и улучшает условия эксплуатации канатов, предохраняя их от вредного воздействия атмосферы.

Недостатки многоканатных машин: сложность надзора за канатами и контроля за их состоянием, так как на каждой подъемной установке по несколько подъемных и уравнивающих канатов; возможность скольжения подъемных канатов из-за уменьшения коэффициента трения; неравномерное распределение нагрузки между отдельными канатами.

Многоканатными подъемными машинами оборудуются вертикальные подъемные установки с двумя сосудами или одним сосудом с противовесом. Однососудные многоканатные установки применяют обычно для обслуживания нескольких горизонтов.

Экономическая эффективность многоканатных машин и указанные выше их преимущества привели к быстрому распространению многоканатных установок в угольной и рудной промышленности, особенно на глубоких шахтах.

Подъемные машины с барабанными органами навивки выпускаются четырех типов и обозначаются следующим образом: Ц — цилиндрические однобарабанные; ЦР — цилиндрические однобарабанные с разрезным барабаном; 2Ц — цилиндрические двухбарабанные; БЦК — бицилиндроконические с разрезным барабаном.

Машины выпускаются с редукторным и безредукторным (от тихоходного двигателя) приводами органов навивки, с правым или левым (по требованию заказчика) расположением приводов. Редукторы в приводе могут быть цилиндрическими одноступенчатыми (ЦО) и цилиндрическими двухступенчатыми (ЦД). В обозначения редукторов с зацеплением Новикова добавляется буква Н (ЦОН, ЦДН).

Подъемные машины с диаметрами барабанов 1,2; 1,6 и 2 м относятся к малым, машины с диаметром 2,5; 3 ; 3,5 м — к средним.

Крупными называются одно- и двухбарабанные машины с диаметрами барабанов 4, 5 и 6 м.

Малые подъемные машины применяют главным образом для подземных установок. Средние машины используют для подземных установок и установок на поверхности, крупные — только для установок на поверхности.

Основным производителем шахтных подъемных машин с диаметром барабана более 4 м является ЗАО Новокраматорский машиностроительный завод (Украина).

Подъемные машины с бицилиндроконическими барабанами имеют обозначения БЦК-8/5×2,7 и БЦК-9/5×2,5 [числитель дроби — диаметр большого цилиндра (м), знаменатель — малого цилиндра (м); далее — ширина большого цилиндра (м)]. Ширина конической части барабанов в обоих случаях составляет 1000 мм. Бицилиндроконический барабан является разрезным. Переставная часть барабана включает цилиндр малого диаметра и примыкающий к нему конус и соединяется с валом механизмом перестановки зубчатого типа с пружинно-пневматическим приводом.

Подъемные машины с барабанными органами навивки состоят из следующих основных сборочных единиц: органа навивки, главного вала, редуктора, электродвигателя, тормозного устройства и пульта управления.

Машины со шкивами трения серии ЦШ (цилиндрические шкивы) выпускаются в настоящее время многоканатными: ЦШ 2,1×4, ЦШ 2,25×4, ЦШ 2,25×6, ЦШ 2,8×6, ЦШ 3,25×4, ЦШ 4×4, ЦШ 5×4, ЦШ 5×6, ЦШ 5×8, где первые цифры обозначают диаметр канатоведущих шкивов по оси каната, а вторые — число подъемных канатов.

Подъемные машины со шкивами трения имеют редукторный (ЦШ 2,8×6, ЦШ 3,25×4, ЦШ 4×4) или безредукторный привод. Машины монтируются на копрах башенного типа. Для увеличения угла обхвата канатами канатоведущих шкивов и соблюдения необходимого расстояния между осями подъемных сосудов независимо от диаметра приводного шкива в многоканатных подъемных машинах предусмотрены отклоняющие шкивы. При наличии отклоняющих шкивов угол обхвата канатом приводного шкива составляет 200–220 °. Отклоняющие шкивы устанавливаются для каждого каната и имеют такой же диаметр, что и приводные (канатоведущие шкивы).

Характерная особенность машин серии ЦШ — это размещение основных узлов на общей раме, что упрощает фундамент и еще на заводе позволяет выполнять монтаж, регулировку и фиксацию узлов.

Тормозные устройства шахтных подъемных машин — основные средства защиты и управления, от совершенства которых зависят надежность и безопасность эксплуатации подъемных установок.

Тормозное устройство состоит из рабочего (маневрового) и предохранительного (аварийного) тормозов, имеющих независимое друг от друга включение.

Рабочее торможение применяется для выполнения заданной диаграммы скорости в случае отрицательных усилий на окружности барабана при замедлении или спуске груза, а также для удержания от вращения органов навивки во время пауз.

Рабочее торможение (подтормаживание) осуществляется машинистом либо автоматически при использовании механического тормоза в качестве одного из исполнительных элементов системы автоматического регулирования.

Предохранительное торможение служит для быстрой и надежной остановки машины при нарушении нормального режима ее работы.

Предохранительный тормоз может включаться как машинистом, так и автоматически от действия защитных аппаратов, с одновременным отключением подъемного двигателя от сети.

Исполнительные органы тормоза непосредственно воздействуют на тормозные ободья, принимая силовые импульсы от тормозного привода.

Исполнительные органы тормозов шахтных подъемных машин применяются двух видов: с радиальным приложением усилия к тормозному ободу (радиальные исполнительные органы) и с осевым (дисковые исполнительные органы). Оба вида исполнительных органов могут быть: с угловым перемещением колодок (качающиеся); с параллельным (поступательным) перемещением колодок; с угловым перемещением тормозных балок с шарнирно-подвешенными колодками.

В настоящее время изготавливается ряд *редукторов*, которые могут быть применены к различным типоразмерам подъемных машин в зависимости от необходимых значений крутящего момента на тихоходном валу и передаточного числа.

Применение разъемных редукторов позволило улучшить эксплуатационные качества подъемных машин, облегчить монтаж подъемной машины и обеспечить его замену.

Главный вал редуктора соединяется с коренным валом подъемной машины зубчатой муфтой. Приводной вал редуктора заканчивается двумя консолями, правая предназначена для насадки эла-

стичной муфты, соединяющей редуктор с электродвигателем, левая — для привода тахогенератора.

Малые подъемные машины оборудуют двухступенчатыми редукторами и одноступенчатым редуктором ЦО-120-11,5, который имеет два приводных вала, один из которых служит для установки резервного электродвигателя. Каждый приводной вал рассчитан на передачу полного номинального момента вращения. Редуктор допускает также одновременную работу двумя электродвигателями одинаковой мощности. При этом момент вращения на тихоходном валу не должен превышать указанного в технической характеристике редуктора.

Крупные подъемные машины и машины с БЦК имеют в основном одноступенчатые редукторы ЦО и один тип двухступенчатого редуктора ЦД-4-2000, предназначенного для подъемных машин с диаметром барабана 4 м. Все одноступенчатые редукторы имеют по две вал-шестерни, рассчитанные на передачу половины номинального момента вращения, к каждой из которых может быть присоединен двигатель.

Все редукторы последней модификации имеют подшипники качения и зубчатые передачи с зацеплением Новикова, что позволило повысить их работоспособность и уменьшить габариты и массу.

2.2. Основные положения при проектировании подъёмных установок

Исходными данными при проектировании подъемной установки являются количество транспортируемого груза, высота подъема, количество рабочих горизонтов.

При проектировании подъемных установок производят:

- 1) выбор величины полезного груза и типа подъемного сосуда;
- 2) расчет подъемного, а при необходимости уравнивающего канатов;
- 3) определяют размеры шкивов и подъемных барабанов;
- 4) принимают схему расположения подъемной установки относительно ствола шахты;
- 5) выполняют расчет кинематики и динамики подъема;
- 6) определяют мощность двигателя и выбирают его по каталогу;
- 7) определяют расход электроэнергии.

2.2.1. Выбор величины полезного груза и типа подъемного сосуда

Под выбором величины полезного груза подразумевают оптимальное значение грузоподъемности сосудов, требующее конкретного технико-экономического обоснования для каждого горного предприятия.

Заданную производительность с данной глубины можно обеспечить большим диапазоном вместимостей подъемных сосудов. Уменьшение грузоподъемности приводит к уменьшению диаметра подъемного каната и размеров подъемной машины, т. е. к уменьшению стоимости механической части подъемной установки. С другой стороны, уменьшение грузоподъемности подъемных сосудов приводит к увеличению числа подъемов, что вызывает увеличение расхода электроэнергии и уменьшение к.п.д. подъемной установки в связи с тем, что увеличивается время неустановившегося движения подъемного двигателя (разгон и замедление), при котором последний работает не с наивысшим к.п.д.

Таким образом, при определении наиболее выгодной грузоподъемности сосудов главными факторами считаются минимальная мощность двигателя и минимальный расход электроэнергии.

Для выбора величины полезного груза необходимо перейти к часовой производительности главного подъема, т/ч определяемой по формуле

$$Q_{\text{ч}} = \frac{c \cdot (A_{\text{г}} + a_{\text{н}})}{b \cdot t}, \quad (2.1)$$

где c – коэффициент резерва производительности и неравномерности работы подъемной установки (1,1 – для рудной промышленности; 1,5 – для угольной промышленности; 2,0 – для вспомогательных подъемов);

$A_{\text{г}}$ – годовая производительность шахты, т;

$a_{\text{н}}$ – годовая добыча породы, т (принимают ориентировочно $a_{\text{н}} = (0,1 \dots 0,15) A_{\text{г}}$);

b – число рабочих дней в году;

t – число часов работы в сутки.

Выбор величины одновременно поднимаемого груза обычно относится к скиповому подъему. Для клетьевого подъема при стандартных клетях число возможных вариантов не велико и полезный груз устанавливается на основе принятых вагонеток.

Для угольных скиповых подъемов рекомендуется использовать формулу Центрогипрошахт, определяющую грузоподъемность скипа, (т) по выражению

$$Q_{\text{онм}} = \frac{K_{\text{н}} \sqrt{H_{\text{н}}} + (\theta_1 + \theta_2)}{3600} \cdot Q_{\text{ч}} \cdot Z, \quad (2.2)$$

где K_{π} - коэффициент продолжительности цикла подъема, $K_{\pi} = 3,5$ при A_z до 900 тыс. т/год, $K_{\pi}=4,0$ до 1200 тыс. т/год и $K_{\pi}=5,0$ более 1200 тыс. т/год и высоте подъема от 500 метров и более;

θ_1 - пауза на одновременную загрузку и разгрузку скипов, регламентируется техническими нормами и принимается для скипового подъема в зависимости от вместимости скипа (табл. 2.1), с;

Таблица 2.1. Пауза на одновременную загрузку и разгрузку скипов

$V, \text{м}^3$	до 5	9,5	11	15	20	25	35	55
$\theta_1, \text{с}$	7	10	11	15	20	25	35	45

θ_2 - время на включение предварительных ступеней реостатов при асинхронном двигателе плюс время на растормаживание, итого $\theta_2 = (2,5 \dots 3,0)$ с;

H_{π} - высота подъема, м;

$Z = 1$ при двухскиповом подъеме и $Z = 2$ - при односкиповом подъеме с противовесом.

Для предварительных расчетов высоты подъема можно принимать: для угольных скипов и грузоподъемности до 15 т $H_{\pi} = H_{\text{ш}} + (50 \dots 70)$ м; более 15 т $H_{\pi} = H_{\text{ш}} + (70 \dots 100)$ м; для породных и рудных скипов скиповых подъемов $H_{\pi} = H_{\text{ш}} + (40 \dots 60)$ м.

Профессором. В.И. Киселевым получена формула грузоподъемности, (т) используемая при проектировании рудников

$$Q_{ont} = 5,7 \cdot Q_{\text{ч}} \cdot \sqrt[4]{H_n}, \quad (2.3)$$

где $Q_{\text{ч}}$ - часовая производительность подъема, т;

H_n - высота подъема, м.

По полученному значению грузоподъемности выбирают по каталогу скип с $Q_c \geq Q_{\text{опт}}$. Типоразмер клетки выбирается в зависимости от типа вагонетки, а количество этажей от полученной грузоподъемности.

Наибольшее распространение на шахтах и рудниках получили неопрокидываемые одно- и двухэтажные клетки на одну вагонетку в этаже. Для оборудования одно- и многоканатных подъемных установок принимают типовые неопрокидываемые скипы с неподвижным кузовом и секторным затвором, который признан наиболее простой и надежной конструкцией при подъеме угля, руды и породы. Технические характеристики подъемных сосудов приведены в табл. В.1...В.4.

2.2.2. Расчет подъемного каната

Тип подъемного каната является существенным элементом подъемной установки, определяющим основные параметры подъемной машины. Наиболее широкое применение находят: для одноканатных подъемов круглопрядные канаты с линейным касанием, изготовленные из стальных проволок с временным сопротивлением материала 1600 Н/мм^2 (ГОСТ 3066-80, 3069-80, 3081-80, 7665-80, 7669-80 и др.); для многократных подъемов - оцинкованные канаты из проволок с временным сопротивлением 1600 Н/мм^2 диаметром 33, 42 и 46,5 мм по ГОСТ 7668-80; для хвостовых канатов - малокрутящиеся круглопрядные по ГОСТ 3088-80 или плоские стальные и резинотросовые по ГОСТ 3091-80 и 3092-80.

Расчет канатов производится в соответствии с требованиями ЕПБ по максимальной статической нагрузке от массы полезного груза Q , (кг), собственной массы сосуда Q_c (кг) и длины отвеса каната H_0 (м). Остальные нагрузки учитываются повышенным запасом прочно-

сти каната. Во всех случаях расчетов определяется масса 1 м каната p_k (кг).

Полная концевая масса Q_n , (кг) определяется для клетьевого подъема по формуле

$$Q_n = Q + Q_k + n \cdot q_g, \quad (2.4)$$

где Q — полезно поднимаемая масса груза, кг;

Q_k — масса клетки, кг;

n — число вагонеток;

q_g — масса вагонетки, кг.

Полная нагрузка на подъемный канат с учетом его собственной массы определится в зависимости от способа уравнивания и типа каната.

В практике шахтного подъема находят применение неуровненные и статические уравновешенные системы подъема. *Статическое уравнивание* обычно осуществляется при цилиндрических барабанах путем подвески равновесных хвостовых канатов или применением органов навивки переменного радиуса. Оно применяется с целью более равномерного распределения нагрузки на подъемный двигатель в течение всего цикла подъема, уменьшения его мощности и повышение общего КПД подъемной установки. В обоих случаях уравнивания энергетический эффект достигается за счет устранения собственной массы составных частей подъемной машины.

Подъемные установки с постоянным радиусом навивки при наличии равновесного каната обладают полным статическим уравниванием, но при этом усложняется подъемная система, невозможно производить подъемные операции двумя сосудами с нескольких горизонтов. В системах подъема с органами навивки переменного радиуса хвостовой канат не нужен, но в этом случае подъемные машины

более сложны и нарушается уравновешенность при работе с промежуточных горизонтов.

При проектировании подъемных установок неуравновешенную систему обычно принимают до глубины 400 м для клетового и до 600 м - для скипового. На основе анализа режимов работы подъемных установок рекомендуется применять уравновешивание, если степень статической неуравновешенности

$$\delta = \frac{p_k \cdot H_0}{k \cdot Q} \geq 0,5, \quad (2.5)$$

где k – коэффициент шахтных сопротивлений, равный 1,2 – для клетового и 1,5 – для скипового подъемов.

Массу 1 м головного каната для *одноканатного подъема без уравновешенного каната и с равновесным хвостовым канатом, линейная масса которого не более линейной массы головного каната*, (кг) определяют по формуле

$$p_k = \frac{Q_n}{\frac{\delta_v}{g \cdot \rho_0 \cdot m} - H_0}, \quad (2.6)$$

где Q_n - полная концевая масса, кг;

δ_v - временное сопротивление каната разрыву, $(1200...1800) \cdot 10^6$ Н/м²;

ρ_0 – условная плотность каната, принимается равной для круглопрядных канатов двойной свивки 9400 кг/м³, для трехграннопрядных канатов 9200 кг/м³, для канатов закрытой конструкции 8700 кг/м³;

m - запас прочности каната по ЕПБ;

H_0 — максимальная длина отвеса, м.

Канаты для сосудов и противовесов шахтных подъемных установок по ЕПБ должны иметь при навеске запас прочности не ниже:

- [illegible]

Для шахт глубиной свыше 600 м канат может иметь переменный запас прочности (см. ЕПБ). Численное значение m при расчетах обычно принимают несколько большим, чем предписывается ЕПБ.

Для подъемных установок максимальная длина отвеса H_0 , (м) определится по формуле

$$H_0 = H_m + H_\kappa, \quad (2.7)$$

где $H_{ш}$ — глубина подъема по шахте,
м;

 H_k — высота копра, м.

Для клетевых подъемов высота копра, м определяется по формуле

$$H_{\kappa} = h_{\mathfrak{g}} + h_c + h_n + \frac{1}{4} \cdot D_{uu} + h_{uu},_{\mathbf{M}}, \quad (2.8)$$

где h_3 - высота эстокады, 6..12 м;

h_c - высота клетки вместе с прицепным устройством, м;

h_n - высота переподъема (при скоростях ≤ 3 м/с $h_n \geq 4$ м; при скоростях более 3 м/с - $h_n \geq 6$ м);

$D_{ш}$ - диаметр шкива, м;

$h_{ш}$ - расстояние по вертикали между осями копровых шкивов $K_{ш}$ (при расположении шкивов на одной горизонтальной оси $h_{ш} = 0$).

Для скиповых подъемов высота копра, м находится по формуле

$$H_k = h_{н.б} + h_c + h_p + h_n + \frac{1}{4} \cdot D_{ш} + h_{ш}, \quad (2.9)$$

где $h_{н.б}$ - высота наземного бункера, 11...25 м и более;

h_c - высота скипа вместе с прицепным устройством, м;

h_p - высота превышения над бункером, м.

Определив p_k , выбирают канат по каталогу (табл. В.5) и затем проверяют его на действительный запас прочности по формуле

$$m = \frac{Q_z}{(Q_n + p_k \cdot H_0) \cdot g}, \quad (2.10)$$

где Q_z - суммарное сопротивление проволок разрыву, Н;

g - ускорение свободного падения, м/с².

Полученное значение m должно находиться в вышеуказанных пределах.

Массу 1 м головного каната для *одноканатного* подъема с *тяжелым уравнивающим канатом*, (кг) определяют по формуле

$$p_k = \frac{Q_n}{\frac{\delta_6}{g \cdot \rho_0 \cdot m} - \mu_k H_0}, \quad (2.11)$$

где μ_k – величина отношения массы уравновешивающего каната

подъемного каната $\frac{p_y}{p_k} = \mu_k$.

Определив p_y , выбирают канат по каталогу. Выбрав головной канат, определяют вес 1 м подвешного каната, кг по формуле

$$p_y = \mu_k \cdot p_k. \quad (2.12)$$

Подвесной канат выбирают также по каталогу, действительный запас прочности головного каната с учетом массы хвостового каната проверяют по формуле (2.10), где вместо p_k подставляют значение p_y .

Массу 1 м головного каната для многоканатного подъема, (кг) определяют по формуле

$$p_k = \frac{Q_n}{n_k \left[\frac{\delta_e}{g \cdot \rho_0 \cdot m} - H_0 \right]}, \quad (2.13)$$

где n_k – число подъемных канатов.

Действительный запас прочности многоканатного подъема по формуле

$$m = \frac{n_k \cdot Q_z}{(Q_n + p_k \cdot H_0) \cdot g}. \quad (2.14)$$

2.2.3. Определение размеров шкивов и подъемных барабанов

По типу органа навивки каната подъемные машины бывают с постоянным и переменным радиусом. К органам навивки постоянного радиуса относятся машины с одним цельным или разрезным и с двумя цилиндрическими барабанами, а также одноканатные и многоканатные ведущие шкивы трения. К органам навивки переменного радиуса

относят подъемные машины с двумя коническими и цилиндроконическими барабанами, с одним цельным или разрезным и с двумя бицилиндроконическими барабанами.

Выпускают подъемные машины с диаметром барабана до 3,5 м: цилиндрические однобарабанные - Ц, цилиндрические однобарабанные с разрезным барабаном - ЦР и цилиндрические двухбарабанные -2Ц (табл. В.6).

Подъемные машины с диаметром барабана 4 м и более: цилиндрические однобарабанные с разрезным барабаном – ЦР, цилиндрические двух-барабанные -2Ц, бицилиндроконические с разрезным барабаном – БЦК (табл. В.7).

Подъемные машины многоканатные ЦШ на четыре, шесть и восемь канатов.

Подъемные машины с цилиндрическими барабанами получили наибольшее распространение благодаря универсальности и простоте схем сооружений подъема на поверхности. Пределы области их применения по высоте и производительности подъема, как и других машин, определяются канатоёмкостью барабанов, максимальным статическим натяжением каната и максимальной разностью статических напряжений. При выборе типа барабана следует иметь в виду число обслуживаемых установкой горизонтов и расположение шкивов на подшкивной площадке копра. Обычно цилиндрические барабаны применяются при глубине шахты до 700 м.

Подъемные машины с двумя цилиндрическими барабанами следует устанавливать на двухсосудных подъемных установках при работе с нескольких горизонтов, направляющие шкивы при этом располагают на копре в параллельных плоскостях на одной горизонтальной оси.

Подъемные машины с одним цельным цилиндрическим барабаном устанавливают на вспомогательных одноклетевых и односкиповых подъемных установках с противовесом, направляющие шкивы на копре располагают в одной вертикальной плоскости.

Подъемные машины с одним разрезным барабаном используют на двухсосудных подъемных установках при работе с одного горизонта, копровые шкивы располагают в одной вертикальной плоскости или при небольшом смещении по вертикали относительно друг друга.

Подъемные машины с одним разрезным бицилиндрическим барабаном применяются для шахт и рудников с глубиной 700...1300 м и более, когда применение цилиндрических барабанов становится невозможным, и при большой грузоподъемности сосудов, копровые шкивы располагают в одной вертикальной плоскости.

Подъемными машинами с многоканатными шкивами трения оборудуются вертикальные подъемные установки с двумя сосудами или одним сосудом с противовесом для шахт с глубиной более 700 м. Однососудные многоканатные установки применяют обычно для обслуживания нескольких горизонтов.

Согласно ПБ отношение диаметра барабана или копрового шкива к диаметру каната должно быть не менее:

- а) 120 - для одноканатных подъемных машин со шкивом трения;
- б) 95 - для многоканатных подъемных машин с отклоняющим шкивом. Допускается до 85 при изменении типа каната;
- в) 78 - для направляющих шкивов и барабанов одноканатных подъемных установок на поверхности, а также многоканатных установок без отклоняющего шкива;
- г) 60 - для направляющих шкивов и барабанов подземных подъемных машин и лебедок, а также для машин и лебедок, используемых

при проходке выработок;

Согласно ПБ для вертикальных и наклонных (свыше 60 °) грузо-людских и людских подъемов навивка каната на барабан должна быть в один слой. На грузовых вертикальных подъемах с установленными на поверхности машинами допускается двухслойная навивка, на всех остальных эксплуатационных подъемах, а также при прохождении вертикальных и наклонных выработок — трехслойная навивка.

Ширина барабана цилиндрической двухбарабанной машины, (мм) находится:

при однослойной навивке одной ветви подъемного каната

$$B = \left(\frac{H + h_3}{\pi \cdot D_{\bar{o}}} + n_{\text{в.т.}} \right) \cdot (d_{\kappa} + \varepsilon), \quad (2.15)$$

при многослойной навивке подъемного каната

$$B = \left(\frac{H + h_3}{n_c \cdot \pi \cdot D_{\text{р.в.}}} + h_{\text{в.т.}} \right) \cdot (d_{\kappa} + \varepsilon), \quad (2.16)$$

где H — высота подъема (расстояние от верхней приемной площадки до нижней по последнему горизонту), м;

h_3 — длина каната для испытания, 30...35 м;

$D_{\bar{o}}$ — диаметр барабана, м;

$n_{\text{в.т.}}$ — витки трения для ослабления натяжения каната в месте его закрепления к барабану, при однослойной навивке 3, при многослойной 7;

n_c — число слоев навивки каната на барабан;

$\pi \cdot D_{\text{р.в.}}$ — расчетная средняя длина витка, м;

d_{κ} — диаметр каната, мм;

ε — зазор между витками каната, 2...3 мм;

$$\pi \cdot D_{\text{р.в.}} = \pi \cdot [D_{\bar{o}} + (n_c - 1) \cdot d_{\kappa}]. \quad (2.17)$$

Ширина одного барабана цилиндрической однобарабанной машины, (мм) обслуживающего обе ветви каната:

$$B = \left(\frac{H + 2 \cdot h_3}{\pi \cdot D_{\bar{o}}} + 2 \cdot n_{\text{в.м.}} + n_{\text{в.з.}} \right) \cdot (d_{\kappa} + \varepsilon), \quad (2.18)$$

где $n_{\text{в.з.}}$ - зазор между свисающей и навивающейся ветвями каната, равный двум виткам.

Полная ширина, (мм) барабана однобарабанной машины с разрезным цилиндрическим барабаном

$$B = B_z + B_{\text{пер}} + (50 \dots 70), \quad (2.19)$$

или

$$B = \left(\frac{H + h_3}{\pi \cdot D_{\bar{o}}} + n_{\text{в.м.}} \right) \cdot (d_{\kappa} + \varepsilon) + \left(\frac{H_{\text{пер}} + h_3}{\pi \cdot D_{\bar{o}}} + n_{\text{в.м.}} \right) \cdot (d_{\kappa} + \varepsilon) + (50 \dots 70), \quad (2.20)$$

где B_z – ширина заклиненной части барабана, мм;

$B_{\text{пер}}$ – ширина переставной части барабана, мм;

$H_{\text{пер}}$ – высота перестановки, мм;

50...70 – дополнительная ширина заклиненной части барабана у места его разреза.

Максимальная глубина подъема, которую может обеспечить подъемная машина с одним разрезным бицилиндроконическим барабаном:

$$H_{\text{max}} = \pi \cdot (n_{\text{м.ц.}} \cdot D_{\text{м.ц.}} + n_{\kappa} \cdot D_{\text{ср}} + n_{\text{б.ц.}} \cdot D_{\text{б.ц.}}), \quad (2.21)$$

где $n_{\text{м.ц.}}$ – число витков на малом цилиндре, 5...6;

$D_{\text{м.ц.}}$ – диаметр малого цилиндра барабана, м;

n_{κ} – число витков на конической части барабана, 10;

$D_{\text{ср.}}$ – средний диаметр конической части барабана, м;

$$D_{cp} = \frac{(D_{м.ц} + D_{б.ц})}{2}, \quad (2.22)$$

$n_{б.ц.}$ — число витков на большом цилиндре;

$$n_{б.ц.} = \frac{B_{б.ц.}}{(d_k + \varepsilon)}, \quad (2.23)$$

$D_{б.ц.}$ — диаметр большого цилиндра барабана, м.

По найденному значению B и заводским данным принимается окончательно ширина барабана.

2.2.4. Расположение подъемной установки относительно ствола шахты

Одноканатные и барабанные двухканатные подъемные машины располагаются в здании на уровне земли, а многоканатные — в машинном зале на копре. Чтобы здание машины не мешало разгрузочным операциям на поверхности, оно должно находиться в стороне, противоположной направлению движения груженных вагонеток в случае применения клетей, а при скипах и опрокидных клетях — направлению их разгрузки.

В одноканатных установках направляющие шкивы на копре в зависимости от способа размещения подъемных сосудов в стволе, места расположения здания машины и типа органа навивки канатов могут быть установлены или на одной геометрической горизонтальной оси, или в одной вертикальной плоскости.

Минимальное расстояние между осью отвеса каната и осью барабана b' , (м) должно быть не менее (рис. 2.8, а)

$$b' \geq 0,6 \cdot H_k + 3,5 + D_{б.}, \quad (2.24)$$

т.к. в противном случае нельзя будет разместить укосины копра и принимается равным 20...40 м.

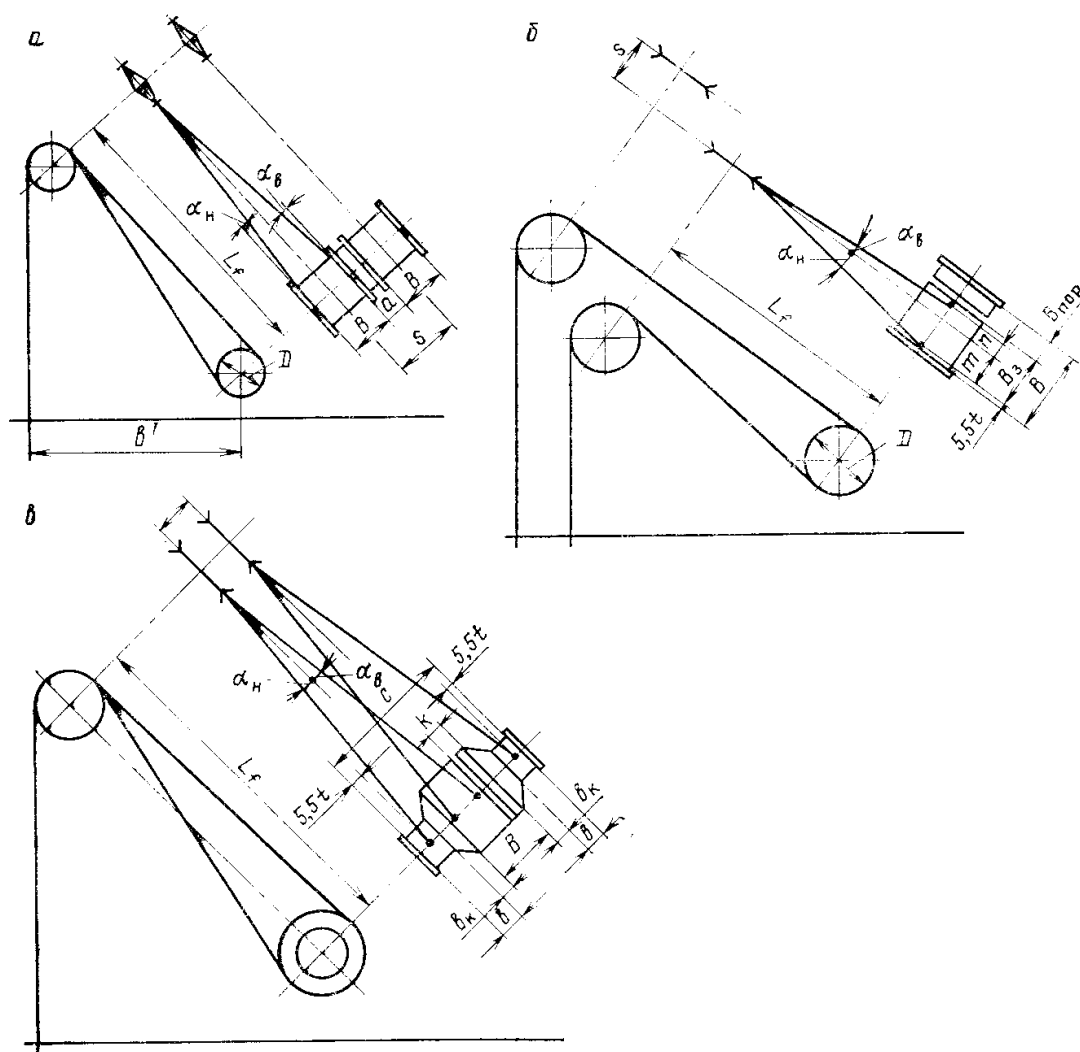


Рис. 2.8. Схемы подъемных машин:

a - двухбарабанной; *б* - с цилиндрическим разрезным барабаном; *в* - с бицилиндрическим разрезным барабаном

При выборе расположения подъемной установки находят угол отклонения каната на барабане или копровом шкиве α (угол девиации), при превышении определенного угла отклонения канат разрабатывает реборду направляющего шкива и вызывает трение витка о виток каната на барабане. Кроме того, чрезмерный угол отклонения может вызвать скольжение каната по барабану, следствием чего явится

навивка его с переменным шагом. Поэтому согласно ЕПБ для цилиндрических барабанов $\alpha < 1^\circ 30'$, для малых цилиндров подъемных машин с бицилиндрическими барабанами $\alpha < 2^\circ$.

Длину струны каната следует находить из прямоугольного треугольника (рис. 2.8).

$$L_f = \sqrt{\left(b' - \frac{D_{ш}}{2}\right)^2 + (H_k - c)^2}, \quad (2.25)$$

где c — превышение оси подъемной машины над отметкой устья ствола, принимается равным 1..2 м;

$D_{ш}$ — диаметр шкива, м.

Максимальная длина струны каната без поддерживающих роликов не должна превышать 65 м во избежание ее больших провесов и опасных колебаний, которые могут вызвать выскакивание каната из реборд шкива.

При проектировании составляют схему расположения подъемной установки в проекции на плоскость струны и определяют углы отклонения канатов по значению их тангенсов.

Для установки с *одним общим цилиндрическим барабаном* углы девиации приблизительно равны друг другу:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{2 \cdot L_f}. \quad (2.26)$$

Если угол девиации превышает $1^\circ 30'$, следует увеличить b' или D_6 с тем, чтобы уменьшить B .

Для установки с *двумя цилиндрическими барабанами* углы девиации определяются:

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{2B + a - s}{2L_f}, \quad \operatorname{tg} \alpha_6 = \frac{s - a}{L_f}, \quad (2.27)$$

где s – расстояние между осями подъемных сосудов (или между осями канатов, расположенных на шкивах), мм;

a – расстояние между барабанами; при внутреннем расположении тормозных колодок $a=600$ мм, при наружном $a = 18...125$ мм.

Для подъемных машин с одним разрезным барабаном углы девиации

$$tg\alpha_n = \frac{B - s - 11 \cdot t}{2L_f}, \quad tg\alpha_s = \frac{s + B - 2 \cdot B_{nep}}{L_f}, \quad (2.28)$$

где B_{nep} – ширина переставной части барабана, мм;

t – шаг навивки каната на барабане $t = (d_k + \varepsilon)$, мм.

Для подъемных машин с бицилиндроконическим разрезным барабаном углы девиации

$$tg\alpha_n = \frac{C - s - 11 \cdot t}{2L_f}, \quad tg\alpha_s = \frac{s + B - 2 \cdot b_1}{L_f}, \quad (2.29)$$

где C – общая ширина барабана, мм;

b_1 – ширина цилиндрической части барабана, мм.

Угол φ между струной каната и ее проекцией на горизонтальную плоскость принимается исходя из следующих соображений. Конструкция рамы подъемных машин допускает минимальный угол наклона нижней струны к горизонту 30° , иначе нижний канат может задевать за раму. Чрезмерное увеличение угла φ повышает давление на основании копра и укосину и затрудняет устройство фундаментов укосины копра, которые могут вклиниться в фундамент машины. Поэтому рекомендуется $30^\circ < \varphi < 45^\circ$.

Тангенс действительного угла наклона струны к горизонту

$$tg\varphi = \frac{H_k - c}{b' - \frac{D_{ш}}{2}}. \quad (2.30)$$

Если $\varphi < 30^\circ$, то следует уменьшить b' или увеличить H_k , не выходя за пределы всех указываемых величин.

2.2.5. Расчет максимальной скорости подъема и выбор типа привода

Расчетное число подъемов в 1 ч находится по формуле

$$n_p = \frac{Q_{\text{ч}}}{Q}, \quad (2.31)$$

где $Q_{\text{ч}}$ – часовая производительность подъема, кг;

Q – полезно поднимаяемая масса груза, кг.

Полное время на один подъем (с включением паузы), (с) определяется

$$T_1 = 3600/n_p. \quad (2.32)$$

Продолжительность движения подъемных сосудов, (с) определяется:

– при двухсосудном подъеме

$$T = T_1 - \theta, \quad (2.33)$$

– при однососудном подъеме

$$T = \frac{T_1}{2} - \theta, \quad (2.34)$$

где θ — пауза затрачиваемая на загрузку и разгрузку сосудов, для клетевых подъемов паузу с учетом времени на подачу и исполнение сигнала принимают в зависимости от длины платформы вагонетки: для одноэтажных клеток 19...23 с и для двухэтажных 43...51 с. При бицилиндроконических барабанах для двухэтажных клеток пауза увеличивается на 20 с. Для скиповых подъемов по табл. 2.1.

Время пауз на посадку и выход людей из клетки определяют из условия, что на 1 м^2 площади пола клетки размещается пять человек и принимается равным в секундах количеству людей плюс 10 с при одноэтажных клетях и плюс 25 с при двухэтажных.

Время пауз при выполнении вспомогательных операций: на загрузку и выгрузку длинного леса, спускаемого непосредственно в клетку, — 30 мин; на загрузку и разгрузку рельсов — 40 мин; на загрузку и разгрузку клетки при спуске платформы (вагонетки) с лесом — 1 мин; на загрузку и разгрузку клетки при спуске взрывчатых веществ — 2 мин.

Число людей, одновременно поднимаемых в клетку

$$m_q = 5 \cdot S, \quad (2.35)$$

где S — площадь пола клетки, м^2 .

Число подъемов или спусков людей

$$n_l = \frac{N_l}{m_q}, \quad (2.36)$$

где N_l - наибольшая численность человек в смену.

Продолжительность (с) одного цикла спуска-подъема смены

$$T_l \leq 2400 / n_l. \quad (2.37)$$

Средняя скорость (м/с) подъема

$$v_c = H/T. \quad (2.38)$$

Ориентировочная максимальная скорость (м/с) подъема

$$v_{max} = \alpha' \cdot v_c, \quad (2.39)$$

где α' - множитель скорости (отношение максимальной скорости к средней), обычно $\alpha' = 1,15 \dots 1,35$.

Принятая к расчету максимальная скорость при подъеме не должна превышать значения, предписанного ПБ, согласно которым:

Высота подъема, м	20	30	40	50	75	100	200	300	400	400 и более
Наибольшая скорость, м/с	3,5	4,3	5	5,6	6,9	8	10,5	11,5	12	12

При подъеме и спуске грузов в клетях (обыкновенных и опрокидных) по вертикальным шахтам наибольшая скорость подъема, м/с должна быть не более значения, рассчитываемого по формуле

$$v = 0,8\sqrt{H}, \quad (2.40)$$

где H — высота подъема, м.

Выбор типа двигателя при проектировании подъемных установок производится при заданной мощности в зависимости от его экономичности, надежности и простоты управления и влияния на силовую установку, питающую подъем.

В качестве *привода рудничных подъемных машин* применяют асинхронный двигатель трехфазного тока с фазным ротором и двигатель постоянного тока с независимым возбуждением. При применении двигателя постоянного тока для преобразования трехфазного тока в постоянный нужно иметь специальную преобразовательную установку. В качестве такой установки используются двигательно-генераторный преобразовательный агрегат (система Г-Д), управляемый тиристорный выпрямитель - двигатель (система ТП-Д).

Асинхронные двигатели с фазным ротором получили наибольшее применение в качестве привода подъемных установок, на горных предприятиях до 95 % подъемных машин оборудованы этими двигателями. При потребной мощности привода подъемной машины до 1000...1250 кВт применяют один асинхронный двигатель и до 2000 кВт - два двигателя с одинаковой мощностью. В этом случае каждый

из них снабжается отдельным комплектом пускорегулирующей аппаратуры.

В указанных и больших мощностях с двухдвигательным асинхронным приводом с успехом конкурирует система Г-Д, имеющая ряд технических преимуществ и более высокие эксплуатационные качества.

Для выбора типа двигателя подъемной установки рекомендуется:

- при мощности скиповых подъемов до 1800–2000 кВт принимать в качестве электропривода асинхронные двигатели, при большей мощности - двигатели постоянного тока;

- при мощности клетевых подъемов до 800 кВт принимать в качестве электропривода асинхронные двигатели, при большой мощности тип электродвигателя выбирают технико-экономическим сравнением вариантов.

При применении двигателей постоянного тока, рекомендуют:

- при подъемных машинах с приводным двигателем постоянного тока мощностью до 2000 кВт включительно предусматривать тиристорный электропривод;

- при мощности подъемного двигателя постоянного тока свыше 2000 кВт предусматривать привод Г-Д с тиристорным возбуждением.

В качестве привода подъемных машин применяются асинхронные электродвигатели с фазовым ротором серий АКН, АК, АКЗ и серии МА-36 во взрывобезопасном исполнении, а также двигатели постоянного тока типа П (табл. Б).

Мощность двигателя, кВт для определения махового момента приходится определять ориентировочно, для этого воспользуемся формулой

$$N = \frac{k \cdot Q \cdot H \cdot \rho \cdot g}{1000 \cdot T \cdot \eta_{з.н}}, \quad (2.41)$$

где k – коэффициент шахтных сопротивлений, 1,2 – для клетьевого и 1,15 – скипового подъемов;

Q – масса полезного груза, кг;

H – высота подъема, м;

ρ – характеристика динамического режима, обычно 1,4...1,6 для клетевых подъемов; 1,2 – для скиповых подъемов;

g – ускорение свободного падения тел;

T – продолжительность одного подъема, с;

$\eta_{з.н.}$ – КПД зубчатой передачи (обычно 0,92 для одинарной и 0,85 — для двойной передачи).

Вал барабана подъемной машины соединяется с валом приводного двигателя непосредственно или при помощи зубчатой передачи. Непосредственное соединение встречается в мощных подъемных машинах с тихоходными двигателями постоянного тока.

При асинхронном двигателе, который является быстроходным, всегда требуется передача между валами машины и двигателя. Она применяется также в ряде установок с приводом по системе Г-Д.

Для шахтных подъемных машин выпускают редукторы с одинарной или двойной зубчатой передачей. Одноступенчатые редукторы применяются в крупных подъемных машинах с диаметром барабана 3,5 м и более; двухступенчатые – в машинах с диаметром барабана 3,0 м и менее и для отдельных машин с диаметром 4,0 м. Подъемные машины с многоканатными шквалами трения комплектуются одноступенчатыми редукторами с передаточными числами: 7,35; 10,5 и 11,5.

При проектировании подъемных установок необходимо из числа стандартных выбрать редуктор, который бы обеспечивал необхо-

димую максимальную скорость подъема и был в состоянии при этой скорости передать максимальную мощность двигателя валу подъемной машины.

Передаточное число редуктора i определяют по табл. Б7, Б8. Если $i \leq 12$, передача принимается одинарной, если $i \geq 15$, то двойной.

Затем подбирают соответствующую частоту вращения двигателя

$$n_{\partial\delta} = i \cdot n_{\delta} = i \cdot \left(\frac{60 \cdot v_{max}}{\pi \cdot D_{\delta}} \right), \quad (2.42)$$

где n_{δ} – частота вращения барабана подъемной машины, мин⁻¹.

Подставляя в формулу (2.42) передаточные отношения редукторов i применяемых для данной машины по каталогу, получаем ряд чисел оборотов двигателя. Выбираем из них то, которое ближе подходит к стандартной асинхронной частоте вращения двигателя потребной мощности.

Фактическое значение максимальной скорости м/с

$$v_{max} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\partial\delta}}{60 \cdot i}, \quad (2.43)$$

где D - диаметром барабана, м;

$n_{\partial\delta}$ - частотой вращения двигателя, мин⁻¹;

i - передаточное число редуктора.

Принятый редуктор (табл Б.9) необходимо проверить на величину крутящего момента (Н·м) на тихоходном валу по выражению

$$M = \left[\frac{8300 \cdot N_{\partial\delta} \cdot \eta_n}{n_{\partial\delta}} \gamma_n - 0,025 \frac{GD_p^2}{R_{\delta}} i \right] \cdot i, \quad (2.44)$$

где $N_{\partial\delta}$ – мощность двигателя, кВт;

$n_{\partial\delta}$ – частота вращения двигателя, мин⁻¹;

GD_p^2 - маховый момент ротора, Н·м²;

γ_n - перегрузочная способность двигателя при пуске, для асинхронных двигателей 1,6...1,8, для двигателей постоянного тока 1,8...2,0;

R_6 – радиус барабана, м;

i - передаточное число редуктора;

η_n - КПД редуктора.

2.2.6. Кинематика и динамика подъема

Кинематика и динамика подъемной установки излагаются согласно методике проф. В.И. Киселева и акад. М. М. Федорова.

Существуют два метода расчета кинематики и динамики подъема: 1) задаваясь скоростями и ускорениями, т. е. кинематикой подъема, определяют все элементы динамики; 2) задаваясь законом изменения усилий (или моментов), определяют элементы кинематики.

Произведем расчет по первому методу.

В кинематике подъемных установок рассматриваются скорости, ускорения, и пути подъемных сосудов в функции времени. Совокупность численных значений элементов движения составляет кинематический режим подъемной установки. Наиболее полно кинематический режим характеризуется диаграммой скорости (тахограммой) подъема, графически изображающей в зависимости скорости v от времени за один цикл подъема.

При клетевом подъеме используются простые тахограммы при применении асинхронного двигателя, имеющие три периода: ускоренного движения t_1 , установившегося движения t_2 с постоянной максимальной скоростью v_{max} и замедленного движения t_3 . После этого

следует пауза продолжительностью τ , и диаграмма скорости повторяется. Наиболее удобны диаграммы с постоянными ускорениями a_1 и a_3 во время разгона и замедления машины (рис. 2.9, а), имеющие форму трапеции.

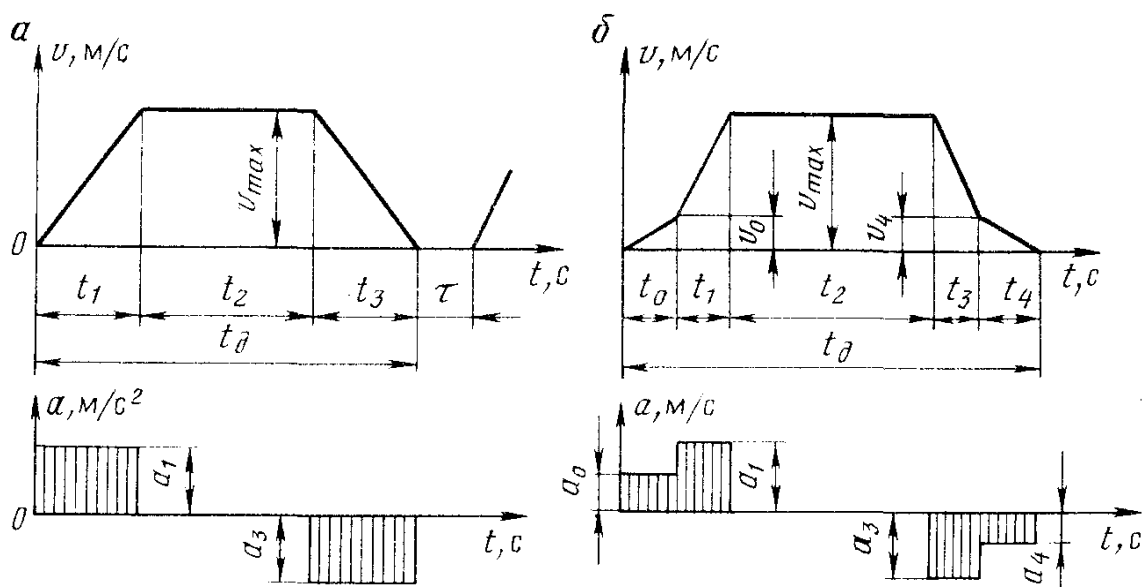


Рис. 2.9. Диаграммы скоростей и ускорений:

а — трехпериодичные при клетевом подъеме; б — пятипериодичные при скиповом подъеме.

Площадь тахограммы численно равна высоте подъема H .

Время движения клетки (с)

$$T = t_1 + t_2 + t_3. \quad (2.45)$$

Время t (с) и путь h (м) движения подъемного сосуда составляют:

– во время разгона подъемного сосуда:

$$t_1 = \frac{v_{max}}{a_1}, \quad h_1 = \frac{v_{max} \cdot t_1}{2}, \quad (2.46)$$

– в период замедления подъемного сосуда:

$$t_3 = \frac{v_{max}}{a_3}, \quad h_3 = \frac{v_{max} \cdot t_3}{2}, \quad (2.47)$$

где v_{max} — максимальная скорость движения, м/с;

a_1, a_2 – ускорения и замедление движения подъемного сосуда, величина ускорений ограничивается нормами ПБ, для клетевых установок их значения составляют $0,6 \dots 0,75 \text{ м/с}^2$.

Продолжительность равномерного движения (с) находится:

$$t_2 = \frac{h_2}{v_{\max}} \quad \text{или} \quad t_2 = T - t_1 - t_3, \quad (2.48)$$

где h_2 – путь при равномерном движении, м.

При применении клетьевого подъема также применяется трехпериодная диаграмма с изменением по параболе в первый период, когда приводом служит двигатель постоянного тока. В трехпериодных диаграммах максимальная скорость находится в пределах $1 < v_{\max} < 2v_{\text{ср}}$.

При работе *скиповых подъемных установок* применяются пятипериодные тахограммы (рис. 2.9, б). Наличие ограничений скорости на входе и выходе скипов из разгрузочных кривых требует предусматривать на диаграмме скорости дополнительные, первый t_0 и пятый t_4 небольшие периоды, в течение которых скипы перемещаются с небольшой скоростью в разгрузочных кривых.

Простая диаграмма с постоянными ускорениями применяется при наличии асинхронного двигателя. Время движения скипа (с)

$$T = t_0 + t_1 + t_2 + t_3 + t_4. \quad (2.49)$$

Время t_0 (с) и ускорение a_0 (м/с^2) движения порожнего скипа при сходе его с разгрузочных кривых составляют:

$$t_0 = 2h_0/v_0, \quad a_0 = v_0/t_0, \quad (2.50)$$

где h_0 – путь рамы скипа при движении по разгрузочным кривым, для опрокидных скипов $\geq 3,5$ м, для скипов с неподвижным кузовом $1,87 \dots 2,4$ м;

v_0 – скорость схода ролика порожнего скипа с разгрузочных кривых, для опрокидных скипов 1,0...2,5 м/с, для неопрокидных 1,0...1,5 м/с.

Время t_4 (с) и ускорение a_4 (м/с²) движения груженого скипа при входе его в разгрузочные кривые составляют:

$$t_4 = 2h_4/v_4, \quad a_4 = v_4/t_4, \quad (2.51)$$

где h_4 – путь рамы скипа при движении по разгрузочным кривым, м;

v_4 – скорость входа ролика груженого скипа в разгрузочные кривые, 1,0...1,5 м/с, для неопрокидных скипов 1,0...1,2 м/с.

Для нахождения времени и скорости движения на остальных участках пути движения скипа решаем задачу, пользуясь простой трапецидальной диаграммой (рис 2.10). Обозначив путь, эквивалентный этой площадке H_y , а продолжительность движения соответствующая этому пути T_y , мы можем определить максимальную скорость простой трехпериодной диаграммы.

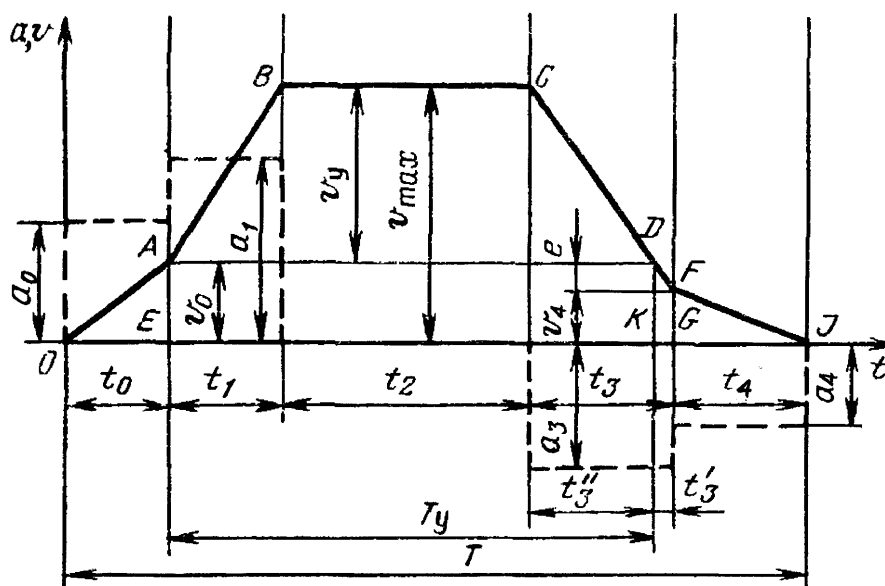


Рис. 2.10. Пятипериодная диаграмма скорости скипового подъема

Время движения скипа (с), по условному пути трехпериодной диаграммы, находим по рис. 2.10:

$$T_y = T - t_0 - t_4 - t_3',$$

или

$$T_y = T - t_0 - t_4 - \left(\frac{v_0 - v_4}{a_3} \right), \quad (2.52)$$

где a_3 – замедление при движении скипа, не превышает $0,75 \text{ м/с}^2$.

Условный путь H_y (м) определяем из диаграммы

$$H_y = H - 2 \cdot h_0 - v_0 \cdot T_y - \left(\frac{v_0^2 - v_4^2}{2 \cdot a_3} \right). \quad (2.53)$$

Условная скорость (м/с)

$$v_y = v_{\max} - v_0. \quad (2.54)$$

Продолжительность равномерного движения (с) находится из выражения

$$t_2 = \frac{2 \cdot H_y}{v_y - T_y}. \quad (2.55)$$

Продолжительность (с) и путь (м) замедленного движения скипа находится:

$$t_3 = \frac{v_{\max} - v_4}{a_3}, \quad h_3 = \frac{v_4 + v_{\max}}{2} \cdot t_3. \quad (2.56)$$

Продолжительность (с) и путь (м) ускоренного движения скипа находится в пределах $4 \dots 10$ с по формуле

$$t_1 = T_y - t_2 - t_4 - (t_3 - t_3'), \quad h_1 = \frac{v_0 + v_{\max}}{2} \cdot t_1. \quad (2.57)$$

Ускорения для скиповых подъемных установок принимают равными $0,8 \dots 1,2 \text{ м/с}^2$ и находят по формуле

$$a_1 = v_{\max}/t_1. \quad (2.58)$$

Путь равномерного движения (м) находится из выражения

$$h_2 = H_y - h_1 - h_3. \quad (2.59)$$

После нахождения элементов кинематики подъема производим построение диаграммы скоростей и ускорений представленной на рис. 2.9, б.

При работе скипов с разгрузкой через дно может применяться четырехпериодная диаграмма скорости. При применении скипового подъема также применяется пятипериодная диаграмма с переменным ускорением в период t_0 при асинхронном двигателе, и пятипериодная диаграмма с равномерно убывающим ускорением в первый период, когда приводом служит двигатель постоянного тока.

Правильность выполненных расчетов проверяется по высоте подъема, т.е. $H_p = H_n$.

Динамика подъемной установки сводится к нахождению усилий и мощностей, отнесенных к окружности вала барабана, и к построению диаграмм.

Подъемная установка производит попеременный подъем скипа (или клетки) на дневную поверхность. Во время паузы система находится в покое. При переходе от состояния покоя к состоянию движения скорость меняется от нуля до максимума, затем движение происходит с постоянной скоростью, далее, при подходе к месту разгрузки, производят замедление и, наконец, остановку машины.

Общее динамическое уравнение подъема получено проф. В.И. Киселевым

$$M = M_{cm} + M_c + M_{дин} = M_{cm} + M_c + J \cdot \psi + \sum m \cdot r \cdot \omega \cdot \frac{dr}{dt}, \quad (2.60)$$

где M – вращающий момент, приложенный к валу барабана со стороны двигателя;

M_{cm} – статический момент;

M_c – момент сил сопротивления (так называемые шахтные сопротивления);

$M_{дин}$ – динамический момент;

J – обобщенный момент инерции;

ψ – угловое ускорение барабана;

m – приведенная масса той или иной части подъемной установки, находящейся в движении и приведенной к радиусу навивки;

r – соответствующий радиус навивки;

ω – угловая скорость барабана.

Усилия на окружности барабана определяются по основному динамическому уравнению подъемной установки с органами навивки постоянного радиуса, выведенному проф. М.М. Федоровым

$$F = [k \cdot Q - \Delta(H - 2 \cdot x)] \cdot g + \Sigma m \cdot a, \quad (2.61)$$

где k – коэффициент шахтных сопротивлений 1,2 для двухклетевых, 1,15 для скиповых подъемов;

Q – полезная масса груза, кг;

Δ – разность линейных масс уравновешивающего и подъемного канатов, $\Delta = p_y - p_k$;

H – высота подъема, м;

x – путь пройденный подъемным сосудом от приемной площадки на текущий момент времени, м;

Σm – приведенная масса всех движущихся частей системы, кг;

a – ускорение каната, м/с^2 .

Полезная масса груза (Q), мертвая масса сосуда (Q'_c), масса головного каната P'_k и хвостового P'_y в сущности приведены к радиусу навивки, и поэтому их приведенная масса равна действительной.

Сумма приведенных масс Σm (кг) всех движущихся частей подъемной установки для двухконцевого подъема с цилиндрическим барабанами

$$\Sigma m = Q + 2 \cdot Q_c + 2 \cdot p_k \cdot L_n + P'_y + 2 \cdot m'_{ш} + Z \cdot m'_б + m'_p + m'_{з.н.}, \quad (2.62)$$

где Q – полезная масса груза, кг

Q_c – масса подъемного сосуда, кг;

p_k – масса 1 м подъемного каната, кг;

L_n – длина подъемного каната, м;

$$L_n = H_{ш} + H_k + L_s + l_3 + 3 \cdot \pi \cdot D_б,$$

где l_3 – запасная длина каната (для целей испытания), м;

$3 \cdot \pi \cdot D_б$ – длина трех витков трения, м (l_3 и $3 \cdot \pi \cdot D_б$ для системы со шкивом трения равны нулю);

P'_y – масса уравновешивающего каната, $P'_y = (H + 30) \cdot p_y$ кг;

$m'_{ш}$ – приведенная масса копрового шкива, кг;

$m'_б$ – приведенная масса барабана (или шкива трения), кг;

Z – число барабанов;

m'_p – приведенная масса ротора, кг;

$m'_{з.н.}$ – приведенная масса зубчатой передачи, кг.

При определении приведенных масс пользуются заводскими данными.

Приведенная масса (кг) направляющих шкивов, органов навивки, зубчатой передачи находится по их маховым моментам (GD^2) из выражения

$$m' = \frac{GD^2}{g \cdot D_б^2}. \quad (2.63)$$

Для определения приведенной массы ротора (кг) формула будет иметь вид

$$m'_p = \frac{(GD_p^2)}{g \cdot D_o^2} \cdot i^2. \quad (2.64)$$

В зависимости от значения массы уравнивающего каната p_y , возможны три случая распределения усилий на окружности барабана:

- 1) $p_y = 0$ - система неуравновешенна (хвостовой канат отсутствует);
- 2) $p_y = p_k$ - система статически уравновешенна (система с равновесным канатом);
- 3) $p_y > p_k$ - система с тяжелым хвостовым канатом.

Случай, когда $p_y < p_k$ (при легком хвостовом канате) не характерен, т. к. диаграммы похожи на диаграммы для первого случая.

Динамика подъема клетьевой установки.

Так как кинематикой подъема мы задаемся, то принимают два вида диаграмм клетьевого подъема: трехпериодную трапецеидальную (для асинхронных двигателей) и трехпериодную с изменением скорости по параболе в первый период (для системы Г – Д).

Рассмотрим диаграммы усилий мощности при трапецеидальной диаграмме скорости.

При неуравновешенной системе, т.е. $p_y = 0$ основное динамическое уравнение примет вид

$$F = [k \cdot Q + p_k(H - 2 \cdot x)] \cdot g + \Sigma m \cdot a. \quad (2.65)$$

По полученному уравнению можно определить усилие на окружности барабана в любой момент и построить диаграмму усилий (рис 2.11, а).

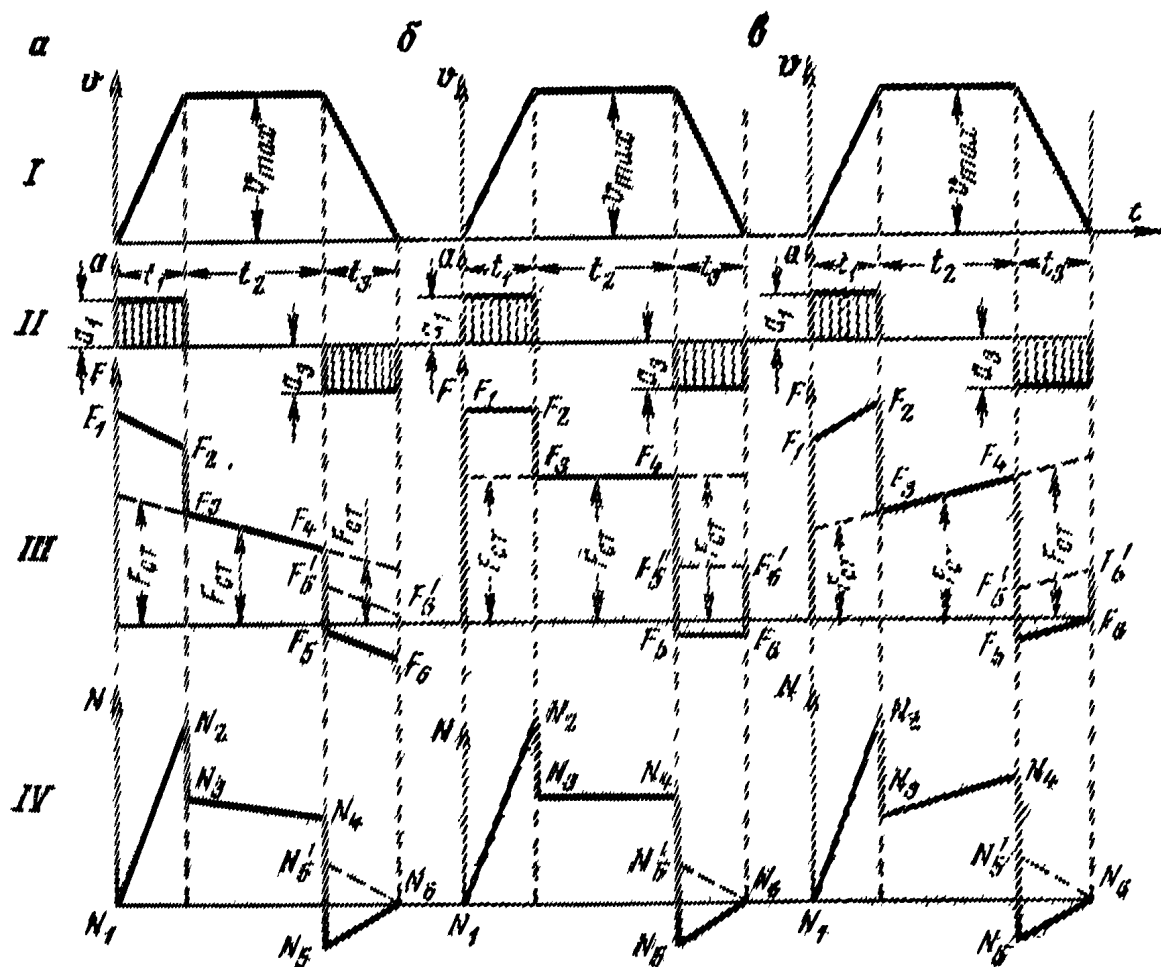


Рис. 2.11. Диаграммы усилий и мощности клетового подъема при различных случаях уравнивания системы

Движущие усилия (Н) в характерных точках трехпериодной трапецеидальной диаграммы скорости примут вид:

в начале подъемной операции

$$F_1 = g(k \cdot Q + p_k H) + \Sigma m \cdot a_1;$$

в конце ускоренного движения

$$F_2 = [k \cdot Q + p_k (H - 2 \cdot h_1)] \cdot g + \Sigma m \cdot a;$$

в начале равномерного движения

$$F_3 = [k \cdot Q + p_k (H - 2 \cdot h_1)] \cdot g;$$

в конце равномерного движения

$$F_4 = \{k \cdot Q + p_k [H - 2 \cdot (h_1 + h_2)]\} \cdot g;$$

в начале замедленного торможения

$$F_5 = \{k \cdot Q + p_k [H - 2 \cdot (h_1 + h_2)]\} \cdot g - \Sigma m \cdot a_3;$$

в конце подъемной операции

$$F_6 = [k \cdot Q - p_k H] \cdot g - \Sigma m \cdot a_3.$$

Изменение усилия в первом и третьем периоде происходит по кривой, поскольку путь изменяется по параболе, но так как кривизна не значительна, то точки усилий можно соединять по прямой (рис 2.11, а).

Для определения мощности (кВт) на валу барабана и построения диаграмм воспользуемся формулой

$$N = \frac{M \cdot \omega_{max}}{1000} = \frac{F \cdot v}{1000}. \quad (2.66)$$

По этой формуле мощность можно найти в любой момент движения сосуда и построить диаграмму мощности (рис 2.11, а). Практически достаточно найти мощность в начале и конце каждого периода и соединить точки прямыми, хотя в первый и третий периоды мощность изменяется по кривым, но кривизна их столь мала, что ею можно пренебречь.

Установка с равновесными канатами, для этого случая $p_y = p_k$, т. е. $p_y - p_k = 0$, поэтому основное динамическое уравнение примет вид

$$F = k \cdot Q \cdot g + \Sigma m \cdot a. \quad (2.67)$$

В это уравнение масса каната не входит, поэтому изменение усилий будет выражено прямыми линиями, а усилия в начале и конце каждого периода будут равны между собой, т.е. $F_1 = F_2$, $F_3 = F_4$ и $F_5 = F_6$.

По полученному уравнению строим диаграмму усилий на окружности барабана (рис. 2.11, б), учитывая, что усилие в третий период может быть положительным и отрицательным, но чаще всего положительным.

Построение диаграммы мощности производят аналогично первому случаю, пользуясь формулой (2.66).

При системе с тяжелым хвостовым канатом, $p_y > p_k$ и $p_y - p_k > 0$, поэтому основное динамическое уравнение остается без изменения, т. е.

$$F = [k \cdot Q - \Delta(H - 2 \cdot x)] \cdot g + \Sigma m \cdot a. \quad (2.68)$$

где Δ имеет только положительные значения.

Найдя все усилия по уравнению, так же, как и в первом случае, мы строим диаграмму усилий (рис. 2.11, в). Диаграмму мощности строят аналогично первому случаю.

Отметим, что чем больше масса хвостового каната, тем меньше колебание мощности. Например, в третьем случае все величины мощности положительны, тогда как в первом случае и положительные и отрицательны. Кроме того, наибольшая мощность (пиковая) убывает с возрастанием массы хвостового каната.

Динамика скипового подъема.

Динамические элементы в режиме работы скипового подъема определяются по заданному кинематическому режиму, поэтому в зависимости от вида диаграмм скоростей и ускорений имеются соответствующие диаграммы усилий и мощностей. Кроме того, формы кривых будут также изменяться в зависимости от способа уравновешивания.

Основное уравнение подъемной установки, оборудованной скипами или опрокидными клетями:

$$F = [k \cdot Q \pm \alpha_c \cdot Q_c - \Delta(H - 2 \cdot x) - \beta_c \cdot Q] \cdot g + \Sigma m \cdot a, \quad (2.69)$$

где α_c — коэффициент, учитывающий уменьшение мертвой массы порожнего скипа;

β_c - коэффициент, учитывающий уменьшение массы груженого скипа (клетей) вследствие того, что часть полезной массы передается на разгрузочные кривые и часть массы полезного ископаемого высыпается в бункер до полной остановки подъемного сосуда.

Для опрокидных скипов в зависимости от свойств полезного ископаемого $\beta_c = 0,6 \dots 1$ (при липкой руде $\beta_c = 0,6$; при сухой руде средней кусковатости и $v_4 = 1,5$ м/с $\beta_c = 1$). Для опрокидных клетей $\beta_c = 0,6 \dots 0,75$. Для скипов с отклоняющимся кузовом $\beta_c = 0,45 \dots 0,8$. Для скипов, разгружающихся без отклонения кузова, $\beta_c = 0,3 \dots 0,75$.

Коэффициент β_c — величина переменная и учитывается только в период $t_{\text{вых}}$, в момент входа ролика груженого скипа в разгрузочные кривые $\beta_c=0$, в конце подъема он равен приведенным значениям.

Коэффициент α_c для начала периода t_0 принимается со знаком плюс, при этом для опрокидывающихся скипов $\alpha_c = 0,35$; для опрокидных клетей $\alpha_c = 0,5$; для скипов с отклоняющимся кузовом $\alpha_c = 0,15$; для скипов, разгружающихся без отклонения кузова, $\alpha_c = 0$. В конце периода t_0 , $\alpha_c = 0$ (для любых подъемных сосудов). В период $t_{\text{вых}}$ в начале подъема $\alpha_c = 0$, в конце подъема коэффициент α_c имеет значения, приведенные выше, но со знаком минус.

Напомним, что для скипов, разгружающихся без отклонения кузова, кинематический режим работы можно принять такой же, как и для обыкновенных клетей.

Задаваясь формой диаграммы скоростей, по уравнению (2.69) определяем все усилия, затем мощность и строим соответствующие

диаграммы. Диаграммы усилий и мощностей могут быть построены на основании диаграмм ускорений и скоростей.

Рассмотрим построение диаграммы усилий для подъемной установки с опрокидными скипами.

В зависимости от способа уравнивания, так же, как и для клетового подъема, имеют место три случая.

В первом случае $p_y = 0$. При этом основное уравнение примет вид:

$$F = [k \cdot Q \pm \alpha_c \cdot Q_c + p_k \cdot (H - 2 \cdot x) - \beta_c \cdot Q] \cdot g + \Sigma m \cdot a. \quad (2.70)$$

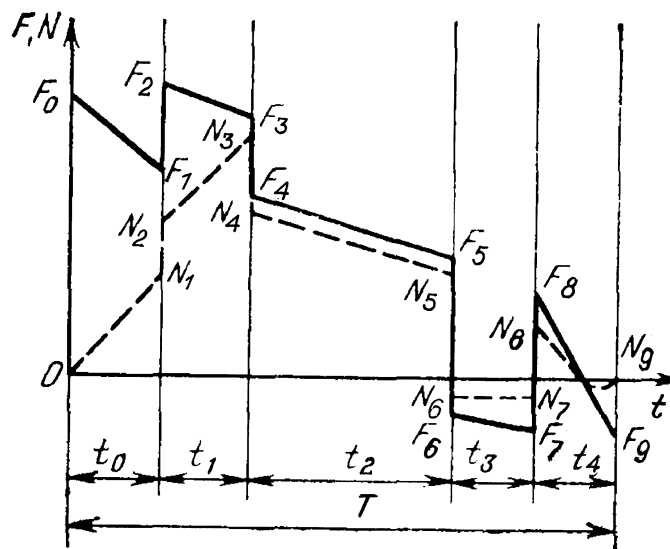


Рис. 2.12. Диаграмма усилий и мощности скипового подъема

Для построения диаграммы находят усилие в начале и конце каждого периода (рис. 2.12):

в начале подъемной операции

$$F_1 = [k \cdot Q + \alpha_c \cdot Q_c + p_k \cdot H] \cdot g + \Sigma m \cdot a_0;$$

в конце выхода из разгрузочных кривых

$$F_2 = [k \cdot Q + p_k (H - 2 \cdot h_0)] \cdot g + \Sigma m \cdot a_0;$$

в начале ускоренного движения

$$F_3 = [k \cdot Q + p_{\kappa} \cdot (H - 2 \cdot h_0)] \cdot g + \Sigma m \cdot a_1;$$

в конце ускоренного движения

$$F_4 = [k \cdot Q + p_{\kappa} \cdot (H - 2 \cdot (h_0 + h_1))] \cdot g + \Sigma m \cdot a_1;$$

в начале равномерного движения

$$F_5 = [k \cdot Q + p_{\kappa} (H - 2 \cdot (h_0 + h_1))] \cdot g;$$

в конце равномерного движения

$$F_6 = \{k \cdot Q + p_{\kappa} [H - 2 \cdot (h_0 + h_1 + h_2)]\} \cdot g;$$

в начале замедленного торможения

$$F_7 = \{k \cdot Q + p_{\kappa} [H - 2 \cdot (h_0 + h_1 + h_2)]\} \cdot g - \Sigma m \cdot a_3;$$

в конце замедленного торможения

$$F_8 = \{k \cdot Q + p_{\kappa} [H - 2 \cdot (h_0 + h_1 + h_2 + h_4)]\} \cdot g - \Sigma m \cdot a_3;$$

в начале входа в разгрузочные кривые

$$F_9 = \{k \cdot Q + p_{\kappa} [H - 2 \cdot (h_0 + h_1 + h_2 + h_4)]\} \cdot g - \Sigma m \cdot a_4;$$

в конце подъемной операции

$$F_{10} = \{k \cdot Q - \alpha_c \cdot Q_c + p_{\kappa} H - \beta_c \cdot Q\} \cdot g - \Sigma m \cdot a_4.$$

Мощность N определяют по формуле (2.66) для начала и конца каждого периода, затем строят диаграмму мощностей, изображенную на рис. 2.12 штриховыми линиями.

Во втором случае $p_y - p_{\kappa} = 0$, в третьем — $p_y - p_{\kappa} > 0$. Диаграмма по виду будет отличаться только в периоды t_1 , t_2 и t_3 по аналогии с клетевым подъемом.

Кинематика и динамика других систем шахтного подъема, в том числе для органов навивки переменного радиуса и многоканатных подъемных машин подробно рассмотрена в литературе [1,3,4,8,11].

2.2.7. Определение мощности двигателя и выбор его по каталогу

Задача выбора мощности подъемного двигателя сводится к определению эквивалентной нагрузки, при которой нагрев двигателя не превышал бы нормы. Такая эквивалентная нагрузка называется эффективной.

Эффективная мощность на валу двигателя

$$N_{\text{э}} = \frac{F_{\text{э}} \cdot v_{\text{max}}}{1000 \cdot \eta_{\text{з.м}}}, \quad (2.71)$$

где $F_{\text{э}}$ – эффективное движущие усилие на диаметре навивки канатов, Н;

$\eta_{\text{з.м.}}$ – КПД зубчатой передачи, 0,96...0,98.

Эффективное движущие усилие на диаметре навивки канатов (Н)

$$F_{\text{э}} = \sqrt{\frac{\sum F^2 t}{T_{\text{э}}}}, \quad (2.72)$$

где $T_{\text{э}}$ – эффективное время работы двигателя, с.

Эффективное время работы двигателя (с) определяют

$$T_{\text{э}} = \alpha_0 \cdot (t_1 + t_3) + t_2 + \beta_0 \cdot \theta.$$

где α_0 – коэффициент учитывающий работу двигателя в период ускоренного и замедленного движения;

β_0 — коэффициент, учитывающий охлаждение двигателя во время паузы θ .

Акад. М. М. Федоров рекомендует для подъемов, работающих в ненапряженном режиме, например к вспомогательным подъемным установкам, принимать $\alpha_0 = 1$, а $\beta_0 = 1/3$, т. е. $T_{\text{э}} = T + \frac{1}{3} \cdot \theta$.

Для напряженно работающих подъемов лучше принять $\alpha_0=0,5$ и $\beta_0=0,25$, тогда получим

$$T_{\text{э}} = \frac{T}{\alpha} + \frac{1}{4} \cdot \theta, \quad (2.73)$$

где α — множитель скорости 1,15...1,35.

При неуравновешанном подъеме, когда на протяжении одного периода движущее усилие изменяется от F_1 до F_2 , и разность между F_1 и F_2 велика, слагаемое $\sum F^2 t$ определяют по формуле

$$\sum F^2 t = \frac{F_1^2 + F_1 \cdot F_2 + F_2^2}{3} \cdot t. \quad (2.74)$$

Если разница между F_1 и F_2 мала, то

$$\sum F^2 t = \frac{F_1^2 + F_2^2}{2} \cdot t. \quad (2.75)$$

Например величина $\sum F^2 t$ для клетьевого подъема

$$\sum F^2 t = \frac{F_1^2 + F_2^2}{2} \cdot t_1 + \frac{F_3^2 + F_3 \cdot F_4 + F_4^2}{3} \cdot t_2 + \frac{F_5^2 + F_6^2}{2} \cdot t_3, \quad (2.76)$$

где $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6$ - принимают из диаграмм усилий. Последнее слагаемое при отрицательных усилиях принимают равным нулю, т. к. работа в этом случае происходит с выключенным двигателем.

Определив $F_{\text{э}}$, находим $N_{\text{э}}$ и выбираем двигатель по каталогу.

Выбранный двигатель должен удовлетворять следующим неравенствам:

$$F_{\text{ном}} \geq F_{\text{э}}; F_{\text{ном}} \geq \frac{F_{\text{max}}}{\gamma}; F_{\text{ном}} \geq \frac{F_{\text{э.н}}}{\gamma_{\text{э.н}}},$$

где $F_{\text{ном}}$ — номинальное усилие выбранного двигателя, соответствующее номинальному моменту, Н;

F_{max} — максимальное усилие по диаграмме усилий, Н;

γ – допускаемая перегрузка двигателя при нормальном подъеме, для асинхронного двигателя $\leq 1,6 \dots 1,8$, для двигателя постоянного тока ≤ 2 ;

$F_{э.н}$ – экстренное усилие двигателя, Н;

$\gamma_{э.н}$ – допускаемая экстренная перегрузка, $1,8 \dots 2$.

Экстренное усилие $F_{э.н}$ возможно в случаях: приподнимание верхней груженной клетки, когда нижняя стоит на кулаках; вытаскивание порожней клетки при перестановке барабанов для смены горизонтов; приподнимание нижней клетки с порожними вагонетками.

Выбрав из этих трех усилий наибольшее, проверяют двигатель на перегрузки.

2.2.8. Определение расхода электроэнергии и КПД установки

При работе с асинхронным двигателем. Полезный расход электроэнергии (кВт·ч), затрачиваемый на подъем груза весом Q на высоту H :

$$\omega_0 = \frac{Q \cdot H}{1000 \cdot 3600}, \quad (2.77)$$

где Q - вес поднимаемого груза, Н;

H – высота подъема, м.

Полезный расход электроэнергии на 1 т (кВт·ч/т)

$$\omega_{01} = \frac{\omega_0}{Q}. \quad (2.78)$$

Действительный расход электроэнергии, затрачиваемый на один подъем

$$\omega = \frac{v_{max} \cdot \Sigma Ft}{1000 \cdot 3600 \cdot \eta_{э.н} \cdot \eta_{\partial}}, \quad (2.79)$$

где $\eta_{з.п}$ — КПД зубчатой передачи, 0,96...0,98;

η_0 - КПД двигателя.

Величина ΣFt например для клетьевого подъема определяется

$$\Sigma F \cdot t = \frac{F_1 + F_2}{2} \cdot t_1 + \frac{F_3 + F_4}{2} t_2 + \frac{F_5 + F_6}{2} \cdot t_3. \quad (2.80)$$

Последний член выражения принимается только тогда, когда усилия F_5 и F_6 положительны. При отрицательных усилиях он равен нулю, поскольку двигатель выключен.

Действительный расход электроэнергии на 1 т (кВт·ч/год)

$$\omega_1 = \frac{\omega}{Q}. \quad (2.81)$$

Годовой расход электроэнергии (кВт·ч/год)

$$W_e = \omega_1 \cdot (A_e + a_n) + \omega', \quad (2.82)$$

где A_e — годовая производительность подъема, т;

a_n — годовая выдача породы подъемом, т;

ω' — расход энергии на вспомогательные операции (подъем и спуск людей, леса, материалов и т. п.), принимают равным 0,15 от расхода электроэнергии на подъем груза, кВт·ч/год.

Полезный расход электроэнергии на 1 т·км одинаков для любой подъемной установки, т. е. $\omega_{т·км} = \frac{1000}{367} = 2,72$ кВт·ч/(т·км).

Действительный расход электроэнергии на 1 т·км

$$\omega_{ткм} = \frac{\omega_1 \cdot 1000}{H}. \quad (2.83)$$

Расход электроэнергии на 1 т·км служит для сравнения подъемов различных систем между собой.

Система с двигателем постоянного тока и с двигатель-генераторной группой (система Г – Д).

Энергия, потребляемая на шинах электроподстанции на 1 т поднимаемого груза (кВт·ч/т):

$$W_T = \frac{k_{M.T} \cdot 1000 \cdot W}{3,6 \cdot \eta_{\partial} \cdot \eta_{n.ч} \cdot \eta_{\partial.ч} \cdot \eta_{\epsilon} \cdot \eta_c \cdot Q_n}, \quad (2.84)$$

где $k_{M.T}$ – коэффициент, учитывающий расход энергии во время маневров и при торможении;

η_{∂} – КПД подъемного двигателя, 0,92...0,96;

$\eta_{n.ч}$ – КПД пускового генератора 0,93...0,94;

$\eta_{\partial.ч}$ – КПД двигателя двигатель-генераторной группы 0,9;

η_{ϵ} – КПД возбуждения 0,97 (КПД генератора возбуждения $\approx 0,85$).

Расход энергии на 1 т поднимаемого груза, на 1 т·км и за 1 год определяется так же, как и при асинхронном двигателе.

КПД всей подъемной установки

$$\eta_y = \frac{\omega_0}{\omega}. \quad (2.85)$$

КПД только подъемной машины

$$\eta_{n.y} = k \cdot \eta_y, \quad (2.86)$$

где k — коэффициент, учитывающий вредные сопротивления в стволе, трение в подшипниках копровых шкивов и барабанов, жесткость каната.

2.3. Пример расчета грузовой двухклетевой подъемной установки

Рассчитать шахтную грузовую подъемную установку по следующим данным.

Годовая производительность шахты $A_z=462500$ т и $a_n=37500$ т породы.

Глубина шахты $H_{ш}=280$ м.

Число одновременно работающих горизонтов – 1.

Высота эстокады $h_э=9$ м.

Число выдачных смен – 3.

Число рабочих дней в году $b=300$.

Околоствольный двор – двухсторонний.

Срок существования рудника – 25 лет.

Плотность руды и породы – $\gamma=2,5$ т/м³.

1. Выбор величины полезного груза.

Часовая производительность подъема

$$Q_u = \frac{c \cdot (A_z + a_n)}{b \cdot t} = \frac{1,25 \cdot (462500 + 37500)}{300 \cdot 17} = 122,55 \text{ т/ч},$$

где t - принимаем равной 17 ч (3 смены по 6 ч, из них 20 мин в каждую смену осмотр и передача смены).

Величину полезного груза рассчитаем по формуле проф. В.И. Киселева

$$Q = 5,7 \cdot Q_u \cdot \sqrt[4]{H_{ш} + h_э} = 5,7 \cdot 122,55 \cdot \sqrt[4]{280 + 9} = 2880,1 \text{ кг}$$

По полученным значения грузоподъемности клетки, принимаем подъем вагонетками ВГ-1,2, тогда $Q = V_э \cdot \gamma = 1,2 \cdot 2,5 = 3 \text{ т} = 3000 \text{ кг}$, в клетки 1НВ2,0-4,0, для которой масса клетки с прицепным устройством

$$Q_c = Q_{кл} + Q_{пр} = 1600 + 400 = 2000 \text{ кг}.$$

Внутренний размер клетки 2000×1320 мм, полная высота с прицепным устройством $h_{н.у}=4,7$ м. Расстояние между осями каната $S=2100$ мм. Масса вагонетки $q_э=807$ кг.

2. Расчет подъемного каната.

Высота копра находится по рис. 2.7 в зависимости от расположения шкивов

$$H_k = h_{\text{э}} + h_{n.c} + h_n + \frac{1}{4} \cdot D_{ш} = 9 + 4,7 + 6 + 0,75 = 20,45 \text{ м}$$

где $D_{ш}$ - диаметр шкива ориентировочно принимаем равным 3,0 м.

Округленно принимаем высоту копра $H_k = 25$ м.

Длина отвеса

$$H_0 = H_{ш} + H_k = 280 + 25 = 305 \text{ м.}$$

Полная концевая нагрузка

$$Q_n = Q + Q_c + n \cdot q_{\text{с}} = 3000 + 2000 + 1 \cdot 807 = 5807 \text{ кг}$$

Поскольку подъем грузовой, по ПБ $m \geq 6,5$; принимаем $m = 7$,

тогда

$$p_k = \frac{Q_n}{\frac{\delta_{\text{с}}}{0,9 \cdot m} - H_0} = \frac{5807 \cdot 9,81}{\frac{180000}{0,9 \cdot 7} - 9,81 \cdot 305} = 2,232 \text{ кг/м,}$$

где $\delta_{\text{с}} = 180000 \text{ Н/см}^2$.

По ГОСТ 7665-80 выбираем канат ЛК-3 6×25 $p_k = 2,410 \text{ кг/м,}$

$d = 25,5 \text{ мм, } Q_z = 440000 \text{ Н.}$

Проверяем канат на действительный запас прочности по формуле

$$m = \frac{Q_z}{(Q_n + p_k \cdot H_0) \cdot g} = \frac{440000}{(5807 + 2,410 \cdot 305) \cdot 9,81} = 6,85 ,$$

т.е. канат удовлетворяет ПБ.

Степень статической неуравновешенности

$$\delta = \frac{p_k \cdot H_0}{k \cdot Q} = \frac{2,410 \cdot 305}{1,2 \cdot 3000} = 0,21 < 0,5, \text{ следовательно, можно при-}$$

менить неуравновешенную систему.

3. Определение размеров шкивов и барабанов.

Согласно ПБ, $D_{ш} \geq 78 \cdot d_k$; $D_{ш} \geq 78 \cdot 25,5 = 1989$ мм. Предварительно принимаем $D_{ш} = 2$ м. Диаметр барабана определяется из тех же условий, поэтому принимаем $D_{б} = 2$ м. Ширина барабана (по рекомендациям принимаем подъемную машину с двумя барабанами) по формуле

$$B = \left(\frac{H + h_3}{\pi \cdot D_{б}} + n_{г.м.} \right) \cdot (d_k + \varepsilon) = \left(\frac{289 + 30}{3,14 \cdot 2,0} + 3 \right) \cdot (25,5 + 2) = 1479,3 \text{ мм,}$$

где $H = H_{ш} + h_3 = 280 + 9 = 289$ м.

Так как полученным значениям не соответствует ни одна машина с диаметром барабана 2 м, принимаем диаметр барабана и шкива равным 2,5 м.

Ширина барабана при $D_{ш} = 2,5$ м составит

$$B = \left(\frac{H + h_3}{\pi \cdot D_{б}} + n_{г.м.} \right) \cdot (d_k + \varepsilon) = \left(\frac{289 + 30}{3,14 \cdot 2,5} + 3 \right) \cdot (25,5 + 2) = 1117,5 \text{ мм.}$$

По полученным диаметру и ширине барабана принимаем двухбарабанную подъемную машину 2Ц-2×1,2 с параметрами $D_{б} = 2,5$ м, $B = 1,2$ м и $a = 600$ мм.

4. Расположение подъемной установки относительно ствола шахты.

Определяем величину b' (рис. 2.8, а) по формуле

$$b' \geq 0,6 \cdot H_k + 3,5 + D_{б} = 0,6 \cdot 25 + 3,5 + 2,5 = 21 \text{ м.}$$

Принимаем $b' = 30$ м.

Определяем длину струны каната.

$$L_f = \sqrt{\left(b' - \frac{D_{ш}}{2}\right)^2 + (H_{\kappa} - c)^2} = \sqrt{\left(30 - \frac{2,5}{2}\right)^2 + (25 - 1)^2} = 37,5 \text{ м},$$

где $c = 1$ м.

Углы девиации

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{2 \cdot B - S + a}{2 \cdot L_f} = \frac{2 \cdot 1,2 - 2,1 + 0,6}{2 \cdot 37,5} = 0,0120;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_с = \frac{S - a}{2 \cdot L_f} = \frac{2,1 - 0,6}{2 \cdot 37,5} = 0,0200.$$

откуда $\alpha_1 = 0^\circ 4'$ и $\alpha_2 = 1^\circ 9' < 1^\circ 30'$, оба угла удовлетворяют нормам.

Угол наклона струны к горизонту

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{H_{\kappa} - c}{b' - \frac{D_{ш}}{2}} = \frac{25 - 1}{30 - \frac{2,5}{2}} = 0,834,$$

откуда $\varphi = 40^\circ$ т.е. $30^\circ < \varphi < 45^\circ$, угол наклона также удовлетворяет нормам.

5. Кинематика подъема.

Число подъемов в 1 ч

$$n_p = \frac{Q_{\text{ч}}}{Q} = \frac{122,55}{3,0} \approx 41$$

Полное время на один подъем

$$T_1 = 3600/n_p = 3600/41 = 87,81 \text{ с.}$$

Принимая паузу $\theta = 24,81$ с, получаем чистое время одного подъема

$$T = T_1 - \theta = 87,81 - 24,81 = 63 \text{ с.}$$

Расчет элементов кинематики будем вести, задаваясь максимальной скоростью v_{max} и ускорением в первом периоде a_1 . Предварительный подбор скорости производим в следующем порядке.

Требуемая ориентировочная максимальная скорость

$$v_{max} = \alpha' \cdot v_{cp} = 1,2 \cdot \frac{289}{63} = 5,50 \text{ м/с.}$$

Передаточные числа редукторов: $i=11,5$; 20 и 30, тогда частота вращения вала барабана подъемной машины

$$n_{\bar{o}} = \frac{60 \cdot v_{max}}{\pi \cdot D_{\bar{o}}} = \frac{60 \cdot 5,5}{3,14 \cdot 2,5} = 42,0 \text{ мин}^{-1}.$$

Необходимая частота вращения привода подъемной машины $n_m = i \cdot n_{\bar{o}}$, тогда $n_1 = 11,5 \cdot 42 = 483 \text{ мин}^{-1}$; $n_2 = 20 \cdot 42 = 840 \text{ мин}^{-1}$; $n_3 = 30 \cdot 42 = 1060 \text{ мин}^{-1}$.

Мощность электродвигателя приходится определять ориентировочно по формуле

$$N = \frac{k \cdot Q \cdot H \cdot \rho \cdot g}{1000 \cdot T \cdot \eta_{3,n}} = \frac{1,25 \cdot 3000 \cdot 289 \cdot 1,4 \cdot 9,81}{1000 \cdot 63 \cdot 0,85} = 277,95 \text{ кВт.}$$

По этим частотам вращения надо подобрать (по каталогу) частоту вращения электродвигателя в соответствии с его мощностью. Останавливаемся на частоте $n=485 \text{ мин}^{-1}$, двигатель АКН14-41-12 $N_{\bar{o}\bar{e}}=400 \text{ кВт}$.

Фактическое значение максимальной скорости

$$v_{max} = \frac{\pi \cdot D_{\bar{o}} \cdot n_{\bar{o}\bar{e}}}{60 \cdot i} = \frac{3,14 \cdot 2,5 \cdot 485}{60 \cdot 11,5} = 5,51 \text{ м/с.}$$

Принятый редуктор проверяем на величину крутящего момента (Н·м) на тихоходном валу по выражению

$$M = \left[\frac{8300 \cdot N_{\partial\delta} \cdot \eta_n}{n_{\partial\delta}} \gamma_H - 0,025 \frac{GD_p^2}{R_{\delta}} i \right] \cdot i,$$

$$M = \left[\frac{8300 \cdot 400 \cdot 0,85}{485} 1,6 - 0,025 \frac{6800}{1,25} 11,5 \right] \cdot 11,5 = 89075 H \cdot м.$$

Принимаем редуктор ЦДН-130 с передаточным числом $i=11,5$ и максимальным крутящим моментом $M=120000$ Н·м.

Диаграмму скоростей примем трехпериодную трапецеидальную (т. к. принят асинхронный двигатель), тогда

$$t_1 = \frac{v_{max}}{a_1} = \frac{5,51}{0,5} = 11,02 \text{ с};$$

$$t_2 = \frac{2 \cdot H}{v_{max}} - T = \frac{2 \cdot 289}{5,51} - 63 = 41,90 \text{ с};$$

$$t_3 = T - t_1 - t_2 = 63 - 11,02 - 41,90 = 10,08 \text{ с};$$

$$a_3 = \frac{v_{max}}{t_3} = \frac{5,51}{10,08} = 0,547 \text{ м/с}^2.$$

По этим данным строим диаграмму скоростей и ускорений.

Пути, проходимые клетью в отдельные периоды:

$$h_1 = \frac{v_{max} \cdot t_1}{2} = \frac{5,51 \cdot 11,02}{2} = 30,36 \text{ м};$$

$$h_2 = v_{max} \cdot t_2 = 5,51 \cdot 41,90 = 230,87 \text{ м};$$

$$h_3 = \frac{v_{max} \cdot t_3}{2} = \frac{5,51 \cdot 10,08}{2} = 27,77 \text{ м}.$$

Произведем проверку высоты подъема по формуле

$$H = h_1 + h_2 + h_3 = 30,36 + 230,87 + 27,77 = 289,00 \text{ м}.$$

Следовательно, расчет произведен правильно, т.к. $H = 289$ м.

6. Динамика подъема.

Определяем сумму приведенных масс Σm (кг) всех движущихся частей подъемной установки.

Длина подъемного каната составит

$$L_n = H_0 + L_f + l_3 + 3 \cdot \pi \cdot D_{\phi} = 305 + 37,5 + 30 + 3 \cdot 3,14 \cdot 2,5 = 396,05 \text{ м.}$$

Приведенная масса направляющих шкивов, органов навивки, зубчатой передачи находится по их маховым моментам (GD^2) по формуле

$$m'_{uu} = \frac{GD_{uu}^2}{g \cdot D_{\phi}^2} = \frac{91875}{9,81 \cdot 2,5^2} = 1500 \text{ кг,}$$

$$m'_{\phi} = \frac{GD_{\phi}^2}{g \cdot D_{\phi}^2} = \frac{450000}{9,81 \cdot 2,5^2} = 7340 \text{ кг,}$$

$$m'_{3.n} = \frac{GD_{3.n}^2}{g \cdot D_{\phi}^2} = \frac{107000}{9,81 \cdot 2,5^2} = 1745 \text{ кг.}$$

Приведенная масса ротора

$$m'_p = \frac{(GD_p^2)}{g \cdot D_{\phi}^2} \cdot i^2 = \frac{6800}{9,81 \cdot 2,5^2} \cdot 11,5^2 = 14668 \text{ кг.}$$

Сумма приведенных масс (Σm) всех движущихся частей подъемной установки

$$\begin{aligned} \Sigma m &= Q + 2 \cdot Q_c + 2 \cdot p_k \cdot L_n + 2 \cdot m'_{uu} + Z \cdot m'_{\phi} + m'_p + m'_{3.n}, \\ \Sigma m &= 3000 + 2 \cdot 2807 + 2 \cdot 2,41 \cdot 396 + 2 \cdot 1500 + 2 \cdot 7340 + 14668 + 1745 = \\ &= 44616 \text{ кг} \end{aligned}$$

Определение усилий на ободе барабана при неуравновешенной системе:

$$F = [k \cdot Q + p_k(H - 2 \cdot x)] \cdot g + \Sigma m \cdot a.$$

В начале подъема $x = 0, a = a_1 = 0,5 \text{ м/с}^2$; тогда

$$F_1 = (1,2 \cdot 3000 + 2,41 \cdot 289) \cdot 9,81 + 44616 \cdot 0,5 = 64457 \text{ Н.}$$

В конце первого периода $x = h_1 = 30,36 \text{ м}$, $a = a_1 = 0,5 \text{ м/с}^2$; тогда

$$F_2 = [1,2 \cdot 3000 + 2,41 \cdot (289 - 2 \cdot 30,36)] \cdot 9,81 + 44616 \cdot 0,5 = 63021 \text{ Н.}$$

В начале второго периода $x = h_1 = 30,36 \text{ м}$; $a = 0$;

$$F_3 = [1,2 \cdot 3000 + 2,41 \cdot (289 - 2 \cdot 30,36)] \cdot 9,81 = 40713 \text{ Н.}$$

В конце второго периода $x = h_1 + h_2 = 30,36 + 230,87 = 261,23 \text{ м}$,
 $a = 0$;

$$F_4 = [1,2 \cdot 3000 + 2,41 \cdot (289 - 2 \cdot 261,23)] \cdot 9,81 = 33026 \text{ Н.}$$

В начале третьего периода $x = h_1 + h_2 = 30,36 + 230,87 = 261,23 \text{ м}$;
 $a = a_3 = -0,547 \text{ м/с}^2$;

$$F_5 = [1,2 \cdot 3000 + 2,41 \cdot (289 - 2 \cdot 261,23)] \cdot 9,81 - 44616 \cdot 0,547 = 8621 \text{ Н.}$$

В конце подъема $x = H = 289 \text{ м}$; $a = a_3 = -0,547 \text{ м/с}^2$;

$$F_6 = [1,2 \cdot 3000 + 2,41 \cdot (289 - 2 \cdot 289)] \cdot 9,81 - 44616 \cdot 0,547 = 4078 \text{ Н.}$$

Определение мощностей на валу барабана:

$$N = \frac{F \cdot v_{max}}{1000};$$

$$N_1 = 0;$$

$$N_2 = \frac{F_2 \cdot v_{max}}{1000} = \frac{63021 \cdot 5,51}{1000} = 347 \text{ кВт};$$

$$N_3 = \frac{F_3 \cdot v_{max}}{1000} = \frac{40713 \cdot 5,51}{1000} = 224 \text{ кВт};$$

$$N_4 = \frac{F_4 \cdot v_{max}}{1000} = \frac{33026 \cdot 5,51}{1000} = 182 \text{ кВт};$$

$$N_5 = \frac{F_5 \cdot v_{max}}{1000} = \frac{8621 \cdot 5,51}{1000} = 47,5 \text{ кВт};$$

$$N_6 = 0$$

По полученным значениям усилий на ободе барабана и и мощностей на валу барабана производится построение диаграммы усилий и мощности при неуравновешенной системе по рис. 2.11 а.

7. Определение мощности двигателя и выбор его по каталогу.

Определение эффективного усилия

$$F_{\text{э}} = \sqrt{\frac{\Sigma F^2 \cdot t}{T + \frac{1}{3} \cdot \theta}} = \sqrt{\frac{102402,4 \cdot 10^6}{63 + \frac{1}{3} \cdot 24,81}} = 37905,4 \text{ Н},$$

где $\Sigma F^2 t$ - найдена по формуле

$$\begin{aligned} \Sigma F^2 t &= \frac{F_1^2 + F_2^2}{2} \cdot t_1 + \frac{F_3^2 + F_3 \cdot F_4 + F_4^2}{3} t_2 + \frac{F_5^2 + F_6^2}{2} \cdot t_3, \\ \Sigma F^2 t &= \frac{64457^2 + 63021^2}{2} \cdot 11,02 + \frac{40713^2 + 40713 \cdot 33026 + 33026^2}{3} \cdot 41,9 + \\ &+ \frac{8621^2 \cdot 4078^2}{2} \cdot 10,08 = 102402,4 \cdot 10^6. \end{aligned}$$

Эффективная мощность двигателя

$$N_{\text{э}} = \frac{F_{\text{э}} \cdot v_{\text{max}}}{1000 \cdot \eta_{\text{э.м}}} = \frac{37905,4 \cdot 5,51}{1000 \cdot 0,85} = 246 \text{ кВт.}$$

Принимаем ранее выбранный электродвигатель типа АКН14-41-12 $N_{\text{дв}}=400 \text{ кВт}, n=485 \text{ мин}^{-1}$.

Номинальное усилие двигателя

$$F_{\text{ном}} = \frac{N_{\text{ном}} \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{э.н}}}{v_{\text{max}}} = \frac{400 \cdot 1000 \cdot 0,85}{5,51} = 61706 \text{ Н.}$$

Проверяем на перегрузку:

– по нормальной диаграмме усилий

$$\gamma = \frac{F_1}{F_{\text{ном}}} = 64457 / 61706 = 1,04 \leq 1,6 \dots 1,8;$$

– при подъеме верхней груженной клетки, когда нижняя стоит на кулаках:

$$F_{\Sigma.m} = (k \cdot Q + Q_c + q_e) \cdot g = (1,25 \cdot 3000 + 2000 + 807) \cdot 9,81 = 64324 \text{ Н};$$

$$\gamma_{\Sigma} = \frac{F_{\Sigma.m}}{F_{ном}} = 64324 / 61706 = 1,04 \leq 1,8 \dots 2;$$

– вытаскивание порожней клетки

$$\gamma_{\Sigma.n} = \frac{F_{\Sigma.n}}{F_{ном}} = 44704 / 61706 = 0,72 \leq 1,8 \dots 2.$$

Как видим, все перегрузки в допустимых пределах.

8. Определение расхода электроэнергии.

Полезный расход электроэнергии на один подъем

$$\omega_0 = \frac{Q \cdot H}{1000 \cdot 3600} = \frac{29430 \cdot 289}{1000 \cdot 3600} = 2,36 \text{ кВт} \cdot \text{ч};$$

$$\text{на 1 т} \quad \omega_{01} = \frac{\omega_0}{Q} = \frac{2,36}{3,0} = 0,787 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т (здесь } Q \text{ в тоннах)}.$$

Действительный расход электроэнергии на один подъем по формуле

$$\omega = \frac{v_{max} \cdot \Sigma Ft}{1000 \cdot 3600 \cdot \eta_{\Sigma.n} \cdot \eta_{\partial}} = \frac{5,51 \cdot 1628876}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,85 \cdot 0,928} = 3,16 \text{ кВт} \cdot \text{ч};$$

$$\Sigma Ft = \frac{F_1 + F_2}{2} \cdot t_1 + \frac{F_3 + F_4}{2} \cdot t_2 + \frac{F_5 + F_6}{2} \cdot t_3,$$

$$\Sigma Ft = \frac{64457 + 63021}{2} \cdot 11,02 + \frac{4071 + 33026}{2} \cdot 41,9 + \frac{8621 + 4078}{2} \cdot 10,08 = 1628876.$$

Действительный расход электроэнергии на 1т

$$\omega_1 = \frac{\omega}{Q} = \frac{3,16}{3,0} = 1,05 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}.$$

Расход энергии на подъем груза

$$W_n = \omega_1 \cdot (A_z + a_n) = 1,05 \cdot (462500 + 37500) = 525000 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Годовой расход электроэнергии

$$W_z = W_n + \omega' \cdot W_n = 525000 + 0,15 \cdot 525000 = 525088, \text{ кВт} \cdot \text{ч/год.}$$

Действительный расход электроэнергии на 1 т·км

$$\omega_{ткм} = \frac{\omega_1 \cdot 1000}{H} = \frac{1,05 \cdot 1000}{289} = 3,64 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/(\text{т} \cdot \text{км}).$$

КПД всей установки

$$\eta_y = \frac{\omega_0}{\omega} = \frac{2,36}{3,16} = 0,65.$$

КПД только подъемной установки

$$\eta_{n.y} = k \cdot \eta_y = 1,2 \cdot 0,65 = 0,78.$$

Контрольные вопросы

1. Назовите основные элементы шахтных подъемных установок.
2. На какие виды подразделяются подъемные машины по принципу действия?
3. Какие конструкции металлических копров применяют для эксплуатационного подъема?
4. Почему в рудной промышленности наибольшее применение имеют опрокидные скипы?
5. По каким данным определяют диаметр копрового шкива?
6. Назовите область применения бицилиндроконических барабанов?
7. Какое количество подъемных канатов имеют машины со шкивами трения серии ЦШ.
8. При каких условиях подъемные машины оборудуют двухступенчатыми редукторами?
9. Назовите основные положения по проектированию шахтных подъемных установок.

10. В чем достоинства и недостатки системы с равновесным хвостовым канатом?
11. На какой запас прочности должен быть рассчитан подъемный канат грузо-людской подъемной установки.
12. Какие типы электродвигателей применяются для скипового подъема с мощностью привода более 2000 кВт?
13. Какого типа применяют тахограмму скорости для скипового подъема с асинхронным двигателем?
14. Напишите основное динамическое уравнение подъемной установки с органами навивки постоянного радиуса.
15. По какой нагрузке подъема определяется мощность на валу двигателя?

Рекомендуемая литература

1. Алексеев В.В. Стационарные машины / В.В. Алексеев. - М.: Недра, 1989. – 416 с.
2. Гришко А.П. Стационарные машины и установки / А.П. Гришко, В.И. Шелоганов. - М.: МГГУ, 2004. - 415 с.
3. Донченко А.С. Справочник механика рудной шахты. В 2 кн./ А.С. Донченко, В.А. Донченко, А.А. Соснин. - М.: Недра, 1991.- Кн. 1 – 367 с.
4. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом. Вып. 33 / под ред. А.И. Субботина. - М.: Госгортехнадзор, 2004. – 200 с.
5. Завозин Л.Ф. Шахтные подъемные установки / Л.Ф. Завозин. - М.: Недра, 1975. – 368 с.

6. Картавый Н.Г. Стационарные машины / Н.Г. Картавый. - М.: Недра, 1981. – 365 с.
7. Стационарные установки шахт / под общей ред. Б.Ф. Братченко. - М.: Недра, 1981. – 440 с.
8. Хаджиков Р.Н. Горная механика / Р.Н. Хаджиков, С.А. Бутаков. - М.: Недра, 1982. – 407 с.

Заключение

Представленное учебное пособие предназначено для самостоятельного изучения студентами теоретических основ, применяемого оборудования, принципов проектирования и эксплуатации компрессорных станций и шахтных подъемных установок шахт и рудников.

В пособии изложены основные теоретические сведения по конструкции и принципу действия шахтных стационарных машин, рассмотрены методики и приведены примеры расчета компрессорных и шахтных подъемных установок. Рассмотрена теория рабочего процесса компрессоров в объеме необходимом для понимания условий их работы и обоснования основных расчетных зависимостей.

Приведены рекомендации по выбору типа подъемной машины, динамического режима управления, а также способу уравнивания подъемной системы.

Пособие содержит необходимый справочный материал по шахтным компрессорам, подъемным установкам, а также вспомогательному оборудованию, применяемому на рудниках и шахтах. В приложении приведены технические характеристики поршневых и турбокомпрессоров, и электродвигателей к ним.

Приложение также содержит технические характеристики шахтных подъемных машин, подъемных сосудов, подъемных канатов, редукторов и электродвигателей подъемных машин.

Учебное пособие предназначено для студентов и магистрантов направления 550600 – Горное дело, и может быть полезно для инженерно-технических работников горной промышленности.

Глоссарий

Компрессор – это машина, преобразующая механическую энергию привода в полезную потенциальную и кинетическую энергию газа. В компрессоре происходят повышение давления газа и перемещение его из области низкого в область высокого давления.

Пневматическая установка состоит из компрессоров, расположенных на поверхности и вырабатывающих сжатый воздух, концевого охладителя, воздухопровода, по которому транспортируется сжатый воздух, и потребителей сжатого воздуха.

Энтальпия газа – параметр состояния газа, определяемый суммой внутренней энергии системы плюс произведение давления на объем, измеряется в джоулях (Дж).

Энтропия газа – параметр состояния газа, определяемый выделяемым количеством тепла в термодинамическом процессе, измеряется (Дж/кг·К).

Поршневые компрессоры – машины объемного действия, в которых процессы сжатия и перемещения воздуха (газа) происходят в замкнутом пространстве за счет изменения его объема.

Вредное пространство – это пространство между рабочей поверхностью поршня в его крайнем положении при нагнетании и крышкой цилиндра, а также каналы, соединяющие клапаны с цилиндром.

Центробежные компрессоры – турбомашины, в которых процесс сжатия и перемещение воздуха осуществляется аэродинамическими силами, возникающими при взаимодействии лопаток вращающегося рабочего колеса с потоком воздуха (газа).

Ротационные компрессоры – машины объемного действия, в которых процесс сжатия воздуха (газа) протекает в непрерывно уменьшающемся замкнутом объеме, заключенном между вращающимся ро-

тором и корпусом или между двумя роторами. По конструктивным признакам ротационные компрессоры подразделяются на пластинчатые и винтовые машины.

Подъемные установки шахт (рудников) – установки служащие для выдачи на поверхность полезного ископаемого, породы, а также для спуска и подъема людей, оборудования и материалов.

Подъемная машина – основная часть подъемной установки, предназначенная для спуска-подъема клетки (скипа, бабьи) по стволу и направляющим копрового станка посредством наматывания подъемного каната на барабан или его перемещения шкивами трения. По принципу действия подъемные машины подразделяются на однобарабанные, однобарабанные с разрезным барабаном, двухбарабанные, бицилиндроконические с разрезным барабаном и машины со шкивами трения.

Копры подъемных установок – металлические или железобетонные конструкции, устанавливаемые над стволом шахты, и предназначенные для установки на них копровых шкивов, многоканатных подъемных машин при многоканатном подъеме, крепления проводников и разгрузочных кривых для скипов и опрокидных клетей, посадочных устройств клетей.

Кинематический режим подъемной установки рассматривает совокупность численных значений элементов движения: скорости, ускорения и пути подъемных сосудов в функции времени. Наиболее полно он характеризуется диаграммой скорости (тахограммой) подъема, графически изображающей зависимости скорости v от времени за один цикл подъема.

Динамика подъемной установки сводится к нахождению усилий и мощностей, отнесенных к окружности вала барабана, и к построению их диаграмм.

Справочный материал

Приложение А

*Таблица А.1. Трубы стальные бесшовные горячедеформированные
(ГОСТ 8732-78)*

Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр (мм) при толщине стенки, мм												
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	17	18
95	87	85	83	81	79	77	75	73	71	67	63	61	59
102	94	92	90	88	86	84	82	80	78	74	70	68	66
108	100	98	96	94	92	90	88	86	84	80	76	74	72
114	106	104	102	100	98	96	94	92	90	66	82	80	78
121	113	111	109	107	105	103	101	99	97	93	89	87	85
127	119	117	115	113	111	10	107	105	103	99	95	93	91
133	125	123	121	119	117	115	113	111	109	105	101	99	97
140	-	130	128	126	124	122	120	118	116	112	108	106	104
146	-	136	134	132	130	128	126	124	122	118	114	112	110
152	-	142	140	138	136	134	132	130	128	124	120	118	116
159	-	149	147	145	143	141	139	137	135	131	127	125	123
168	-	158	156	154	152	150	148	146	144	140	136	134	132
180	-	170	168	166	164	162	160	158	156	152	146	146	144
194	-	184	182	180	178	176	174	172	170	166	162	160	158
203	-	-	191	189	187	185	183	181	179	175	171	169	167
219	-	-	207	205	203	201	199	197	195	191	183	181	179
245	-	-	-	231	229	227	225	223	221	217	213	211	20
273	-	-	-	259	257	255	253	251	249	245	241	239	237
299	-	-	-	-	283	281	279	277	275	271	267	265	263
325	-	-	-	-	309	307	305	303	301	297	293	291	289
351	-	-	-	-	335	333	331	329	327	323	319	317	315
377	-	-	-	-	-	359	357	355	353	349	345	343	341
402	-	-	-	-	-	384	382	380	378	374	370	368	356
426	-	-	-	-	-	408	406	404	402	398	394	392	390
450	-	-	-	-	-	432	430	428	426	422	418	416	414

Таблица А.2. Технические характеристики центробежных компрес-

соров и турбокомпрессорных агрегатов

Показатели	Турбокомпрессорные агрегаты			Компрессоры		
	ТКА 80/9	ТКА 130/9	ТКА 250/9	К 250-61-5	ЦТК 275/9	К 500-61-5
Объемная подача, м ³ /мин	58-80-86	95-130-140	170-260-275	145-255	165-275	300-525
Конечное абсолютное давление, МПа	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Частота вращения, с ⁻¹				182,05	182,05	124,25
Потребляемая мощность, кВт	380-500-530	560-745-780	880-1450-1430	1000-1445	1135-1535	2650
Редуктор				Р 1500/3,64	Р 1500/3,64	Р 2700/2,48
Электродвигатель: Тип				СТДМ-1600-2	СТДМ-1600-2	СТДМ-3150-2
Номинальная мощность, кВт	630	800	1600	1600	1600	3150
Частота вращения, мин ⁻¹				3000	3000	3000
Напряжение, В	6000 (10000)	6000 (10000)	6000 (10000)	6000 (10000)	6000 (10000)	10000

Таблица А.3. Технические характеристики поршневых компрессоров

Показатели	302ВП-10/8	2ВМ-24/9	305ВП-30/8	2ВМ10-50/9	2ВМ10-63/9	4ВМ10-120/9
Объемная производительность, м ³ /мин	10	24	30	50	63	120
Конечное избыточное давление, МПа	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Число ступеней сжатия	2	2	2	2	2	2
Ход поршня, м	125	210	220	220	220	220
Диаметр цилиндров, мм:						
Ступени I	305	400	470	600	620	620
Ступени II	190	230	295	350	370	370
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	2,7	6	8,4	10	10	19
Двигатель:	АВ2-101-8	А2К85/24-8/16	БСДКМ-15-21-12	ДСК-14-31-12	СДК-14-36-12	СДК-15-39-12
Мощность, кВт	75	128	159	315	400	800
Частота вращения, мин ⁻¹	735	735	500	500	500	500
Напряжение, В			6000	6000	6000	6000

Приложение В

Таблица В.1. Скипы с неподвижным кузовом и секторным затвором

Типоразмер скипа	Геометрическая вместимость кузова, м ³	Полезная вместимость кузова, м ³	Грузоподъемность, кН	Габариты, мм			Масса, кг, не более
				длина	ширина	высота	
СН5-185-1,1	5,0	4,2	46,2	1850	1540	7300	7800
СН7-185-1Д	7,0	6,0	66	1850	1540	8150	9155
СН7-185-1,8	7,0	6,0	108	1850	1540	8150	9620
СН9,5-185-1,8	9,5	8,5	153	1850	1540	9200	10985
СН11-185-1,1	11	10	110	1850	1540	9800	10610
СН11-185-1,8	11	10	180	1850	1540	9800	12050
СН15-185-1,1	15	13	143	2230	1740	9800	128740

Таблица В.2. Скипы шахтные для вертикального подъема

Типоразмер скипа	Расчетная геометрическая вместимость, м ³	Размеры кузова в плане, мм, не более		Масса, скипа, т, не более
		длина	ширина	
СН5- 164-2,5	5,0	1640	1440	8,5
СН7- 164-2,5	7,0	1640	1440	11
СН9,5-174-2,5	9,5	1740	1680	14
СН11-174-2,5	11	1740	1680	15
СН11,2-188-2,5	11	1880	1880	17
СН15-188-1,8	15	1800	1740	19
СН17-193-1,8	17	1925	1665	20
СНМ5-164-2,5	5	1640	1440	10,5
СНМ7-174-2,5	7	1640	1440	14,5
СНМ9,5-174-2,5	9,5	1740	1680	17,5
СНМ11-174-2,5	11	1740	1680	20
СНМ11-188-2,5	11	1880	1740	19
СНМ15-188-2,5	15	1880	1740	20,4
СНМ17-180-2,5	17	1800	1770	23,5
СНМ20-235-2,5	20	2350	1900	47,5
СНМ25-235-2,5	25	2350	1900	48,6

Примечание. СН – скип с неподвижным кузовом для вертикального подъема; СНМ - скип с неподвижным кузовом для многоканатного вертикального подъема; первая цифра – вместимость кузова скипа, м³; вторая – длина кузова в плане, мм; третья - плотность насыпной массы, т/м³.

Таблица В.3. Подвесные ¹⁴⁷устройства подъемных сосудов

Типоразмер подвесного устройства	Максимальная концевая сила, кН	Диаметр подъемного каната, мм	Длина, мм	Масса, кг
Подвесные устройства для клеток с клиновыми коушами КРГ				
ПУ-1А	до 50	1,7 ... 25,0	1450	285
ПУ-2А	50.. 70	25,0 ... 34,0	1695	400
ПУ-3А	70. ..100	31,0 ... 40,5	1730	575
ПУ-4А	100.. 150	39,0 ... 47,5	2025	997
ПУ-5А	150... 200	43,5 ... 56,5	2905	1366
ПУ-6А	200... 300	52,0 ... 50,5	3035	2190
Подвесные устройства для скипов с клиновыми коушами КРГ				
ПУ-7А	до 90	25,0 ... 34,0	790	146
ПУ-8А	90.. 130	31,0 ... 40,5	870	215
ПУ-9А	130. ..195	39,0 ... 47,5	1050	335
ПУ-10А	195. ..260	43,5 ... 56,5	1115	482
ПУ-11А	260.. 300	52,0 ... 60,5	1270	773
Подвесные устройства с коушами ККБ				
УПК-4	40	19,5 ... 23,0	1700	720
УПК-5,3	63	22,0 ... 28,0	1750	720
УПК-10	100	26,5 ... 35,5	1950	900
УПК- 16	166	33,0 ... 41,0	2060	1000
УПК-20	200	38,0 ... 49,0	2240	1500
УПК-25	250	46,0 ... 54,0	2360	1500
УПК-31,5	315	52,0 ... 65,0	2580	1800

Таблица В.4. Технические характеристики шахтных клеток

Типоразмер клетей	Линейные размеры, мм			Грузоподъем- ная сила, кН	Число этажей	Тип транспортируемых вагонеток	Число ва- гонеток в этаже	Масса (без парашюта и при- цепного устройства), т
	длина	ширина	высота					
1НВ1,4-2,3	1400	970	2600	23	1	ВГ 0,7	1	1,4
1НВ2,0-4,0	200	1320	3000	40	1	ВГ 1,2	1	1,6
1НВ2,55-3,2	2550	1020	3200	32	1	ВГ 1,3; ВГ 1,4	1	2,3
2НВ2,55-6,5			5400	65	2	ВГ 1,3; ВГ 1,4	1	3,4
1НВ3,1-7,5	3100	1370	3500	75	1	ВГ 1,2; ВГ 2,2	1	4,0
2НВ3,1-8,0			6000	80	2	ВГ 1,2; ВГ 2,2	1	5,4
1НВ3,6-6,0	3600	1400	3500	60	1	ВГ 2,5	1	3,6
2НВ3,6-6,0			6000	60	2	ВГ 2,5	1	4,7
2НВ3,6-11,5			6000	115	2	ВГ 2,5	1	6,2
1НВ3,6-7,5			3500	75	1	ВГ 2,0; ВГ 2,2	1	5,0
2НВ3,6-7,5			6000	75	2	ВГ 2,0; ВГ 2,2	1	5,8
2НВ3,6-15,0			6000	150	2	ВГ 2,0; ВГ 2,2	1	7,6
1НВ4,0-9,0	4000	1500	3500	90	1	ВГ 3,3	1	5,2
2НВ4,0-9,0			6000	90	2	ВГ 3,3	1	6,4
2НВ4,0-15,0			6000	150	2	ВГ 3,3	1	7,6
1НВ4,5-10,0	4500	1500	3500	100	1	ВГ 1,2	2	6,1
1НВ4,5-10,0			3500	100	1	ВГ 2,2	1	6,1
2НВ4,5-10,0			6000	100	2	ВГ 1,2	2	7,6
2НВ4,5-10,0			6000	100	2	ВГ 2,2	1	7,6
1НВ4,5-15,0			3500	150	1	ВГ 2,0; ВГ 2,2; ВГ 4,5	1	7,9
2НВ4,5-15,0			6000	150	2	ВГ 2,0; ВГ 2,2; ВГ 4,5	1	9,6
1НВ5,2-10,0	5200	1500	3500	100	1	ВГ 2,5; ВГ 3,3	1	6,6
2НВ5,2-10,0			6000	100	2	ВГ 2,5; ВГ 3,3	1	8,0
1НВ5,2-14,0			3500	140	1	ВГ 2,5; ВГ 3,3	1	7,0
2НВ5,2-14,0			6000	140	2	ВГ 2,5; ВГ 3,3	1	9,4

Таблица В.5. Данные некоторых стандартных плоских канатов

Размеры каната, мм		Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа по временному сопротивлению разрыву, Н/мм ²				
ширина	толщина			1400	1600	1700	1800	2000
				Суммарное разрывное усилие всех проволок в канате, Н				
95	15,5	458,66	4530	642 000	733 500	779 500	825 500	917 000
107	17,5	579,31	5720	811 000	926 500	984 500	1 040 000	1 155 000
119	19,5	714,0	7050	999 500	1 140 000	1 210 000	1 285 000	1 425 000
124	20	578,88	6050	810 000	925000	984 000	1 040 000	1 155 000
139	22,5	731,52	7690	1 020 000	1 170 000	1 240 000	1 315 000	1 460 000
154	25	904,32	9430	1 265 000	1 445 000	1 535 000	1 625 000	1 805000
170	27,5	1094,4	11500	1 530 000	1 750 000	1 860 000	1 965 000	2185000
186	30,5	1302,88	13610	1 820 000	2080000	2 210 000	2 345 000	2605000

Примечания. 1. Канаты, разрывное усилие которых указано справа от жирной линии, изготавливаются из светлой проволоки. 2. Канаты с временным сопротивлением разрыву 1700 Н/мм² изготавливаются только по заказу.

Таблица В.6. Данные некоторых стандартных подъемных круглопрядных канатов

Тип и конструкция каната	Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа по временному сопротивлению разрыву, Н/мм ²				
				1400	1600	1700	1800	2000
				Суммарное разрывное усилие всех проволок в канате, Н				
ЛК— 36Х25 (1+6; 6+12)+ +1 о. с. ГОСТ 7665-80.	22,5	187,03	1 845	261 500	299 000	317 500	336 500	374 000
	24	214,86	2 120	300 500	343 500	365 000	386 500	429 500
	25,5	244,61	2 410	342 000	391 000	415 500	440 000	489 000
	27,5	276,31	2 725	386 500	442 000	469 500	497 000	552 500
	29	309,93	3 055	483 500	495 500	526 500	557 500	619 500
	32	380,49	3 750	532 500	608 500	646 500	684 500	760 500
	35,5	460,98	4 541	645 000	737 500	783 500	829 500	921 000
	38,5	546,3	5 385	764 500	874 000	928 500	983 000	1 090 000
	42	644,54	6 350	902 000	1 030 000	1 095 000	1 160 000	1 285 000
	45	748,13	7 370	1 045 000	1 195 000	1 270 000	1 345 000	1 495 000
	48,5	859,44	8 466	1 200 000	1 375 000	1 460 000	1 545 000	1 715 000
	33	420,96	4 155	589 000	673 500	715 500	757 500	841 500
	36,5	503,08	4 965	704 000	804 500	855 000	905 500	1 005 000
	39,5	615,95	6 080	862 000	985 500	1 045 000	1 105 000	1 230 000
ЛК— РО 6Х36 (1+7+7/7+14) + +1 о. с. ГОСТ 7668-80.	42	683,67	6 750	957 000	1 090 000	1 160 000	1 230 000	1 365 000
	46,5	848,08	8 370	1 185 000	1 355 000	1 440 000	1 525 000	1 695 000
	50,5	1 003,97	9 910	1 405 000	1 605 000	1 705 000	1 805 000	2 005 000
	53,5	1 128,9	11 150	1 580 000	1 805 000	1 915 000	2 030 000	2 255 000
	58,5	1 314,55	13 000	1 840 000	2 100 000	2 230 000	2 365 000	-
	60,5	1 446,74	14 250	2 025 000	2 310 000	2 455 000	2 600 000	-
	63	1 599,96	15 800	2 235 000	2 555 000	2 715 000	2 875 000	-

Таблица В.7. Машины подъемные шахтные с диаметром барабана до 3,5 м

Основные размеры и параметры	Нормы для типоразмеров												
	Ц- 1,2×1	Ц-1,6×1,2	Ц-2×1,5	Ц-2,5×2	Ц-3×2,2	Ц-3,5×2,4	ЦР- 3,5×3,2 0,8	2Ц- 1,2×0,8	2Ц- 1,6×0,8	2Ц-2×1,1	2Ц- 2,5×1,2	2Ц-3×1,5	2Ц- 3,5×1,8
Диаметр барабана, м	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	3,5	3,5	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	3,5
Ширина барабана,м	1,0	1,2	1,5	2,0	2,2	2,4	3,2/0,8	0,8	0,8	1,1	1,2	1,5	1,8
Статическое напряжение каната, кН	25	40	63	90	140	200	200	25	40	63	90	140	200
Разность статических напряжений канатов, кН	25	40	63	90	140	200	125	25	40	63	75	90	180
Передаточное число редуктора <i>i</i>	20; 30			11,5; 20; 30			10,5; 11,5; 20; 30		20; 30		11,5; 20; 30		10,5; 11,5; 20; 30
Частота вращения, не более, об/мин	1000			600; 750				1000			600; 750		
Скорость подъема, не более, м/с	3,0	4,0	5,0	7,0	8,0	10,0	10,0	3,0	4,0	5,0	7,0	8,0	10,0
Маховый момент машины без редуктора и электродвигателя, не более, кН·м ²	35	80	220	550	1500	3200	3400	50	100	300	800	2100	3700
Маховый момент редуктора, приведенный к оси тихоходного вала, кН·м ²	35	80	220	450	1000	1850	1850	35	80	220	450	1000	1850
Масса машины с редуктором, т	12	17	30	50	75	105	110	14	20	40	60	85	120

Таблица В8. Машины подъемные шахтные с диаметром барабана 4,0 м и более

Основные размеры и параметры	Нормы для типоразмеров												
	ЦР-4×3,0 0,7	ЦР-5×3,0 0,6	ЦР-6×3,0 0,6	ЦР-6×3,4 0,6	2Ц-4×1,8	2Ц-4×2,3	2Ц-5×2,4	2Ц-5×2,8	2Ц-6×2,4	2Ц-6×2,8	2Ц-6×2,8У	БЦК- 9/5×2,5	БЦК- 8/5×2,7
Диаметр барабана, м	4	5	6	6	4	4	5	5	6	6	6	9/5	8/5
Ширина барабана, м	3,0	3,0	3,0	3,4	1,8	2,3	2,4	2,8	2,4	2,8	2,8	6,18	6,41
Ширина заклиненной части	2,3	2,4	2,4	2,8	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Ширина переставной части	0,7	0,6	0,6	0,6	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Статистическое напряжение каната, кН	250	280	320	360	220	250	280	560	320	360	560	400	630
Разность статистических напряжений канатов, кН	160	210	240	270	160	160	210	400	240	270	400	320	480
Передаточное число редуктора i	10,5;11,5 20,0	10,5;11,5			10,5;11,5;10,5;20;11,5				10,5;11,5			10,5 11,5	
Скорость подъема, не более, м/с	12	14	16	16	12	12	14	14			16		
Число слоев навивки, не более	1				2		1		2		1		
Маховый момент машины без редуктора и электродвигателя при однослойной навивке, не более кН·м ²	3000	6800	1200	14000	3600	5000	1000	44000	20000	25000	64000	65000	90000
Масса машины без редуктора и электрооборудования, т	70	94	116	140	77	99	128	220	156	188	245	290	380

Таблица В.9. Технические характеристики редукторов подъемных машин

Редуктор	Переда- точное число	Максималь- ный крутящий момент на ве- домом валу, кН·м	Допустимая ча- стота вращения ведущего вала, об/мин	Маховый мо- мент редукто- ра, кН·м ²	Типоразмер машин, с кото- рыми приме- няются редук- торы
ЦНД-130	11,5; 20; 30	120	750; 1000; 1000	107; 190; 403	1×2,5×2; 2×2,5×1,2
ЦНД-150	11,5; 20; 30	200	590; 720; 720	220; 330; 480	1×3×2У; 2×3×1,5У
ЦНД-170	10,5; 11,5; 20	300	590; 590; 720	400; 435; 715	Ц-3,5×2А; 2Ц-3,5×1,7А
2ЦО-18;	10,5	320; 280	500	910; 980	2Ц-4×1,8;
2ЦОН-18	11,5	(360;320) *	500	910; 980	2Ц-4×2,3; ЦР-4×3/0,7
ЦД-20; ЦДН-20;	20	380	650	1000	2Ц-4×1,8; 2Ц-4×2,3
2ЦО-22; 2ЦОН-22	10,5; 11,5	570; 480 (750; 700) *	500	2500; 2800	2Ц-5×2,4; 2Ц-6×2,4; 2Ц-6×2,8; ЦР-5×3/0,6; ЦР-6×3/0,6; БЦК-9/5×2,5
2ЦД-14	6; 7,35; 10,5; 11,5	200	750	120; 180; 240; 260	ЦШ 2,1×4; МК 2,25×4
2ЦД-17	7,35; 10,5; 11,5	450	600	427; 495; 664	МК 3,25×4; МК 4×4; ЦШ 4×4
2ЦД-20	7,35; 10,5; 11,5	300; 360; 360*	600	910; 1330; 1570	МК 4×4; ЦШ 4×4

Примечание. В цифрах редукторов: Ц- цилиндрический; О- одноступенчатый; Д - двухступенчатый; Н-зацепление Новикова; число после буквенного обозначения – межцентровое расстояние между осями быстроходного и тихоходного валов (см; дм); цифра 2 перед буквенным обозначением – двухприводный редуктор.

* При двухдвигательном приводе значения моментов удваиваются; данные в скобках – для редукторов ЦОН.

Таблица В.10. Техническая характеристика многоканатных подъемных машин

Параметры	Машины						
	ЦШ2,1×4	МК2,25×4	МК3,25×4	ЦШ4×4 и МК4×4	ЦШ5×4	МК5×4	ЦШ5×8
Максимальное статическое натяжение ветви каната на барабане, кН	265	340	500	800 (770)	1450	1200	2150
Максимальная разность статических натяжений канатов, кН	80	120	150	250	350	250	500
Максимальный диаметр каната, мм	27	28	32,5	40	50	50	50
Максимальная скорость, м/с	11	12	14	14	16	16	16
Расстояние между канатами на канатоведущем шкиве, мм	250	250	300	300	300	300	300
Маховый момент машины без редуктора и электродвигателей, кН·м ²	220	300	740	2100 (1920)	6250	5000	11000
Высота подъема, м	1200	1200	1200	1000	1600	1600	1 600

Примечание. Данные в скобках относятся к машине МК4×4.

Таблица В.11. Шкивы для стационарных шахтных подъемов

Марка шкива	Диаметр каната, мм	Допускаемая концевая, нагрузка кН	Диаметр шкива, м	Масса шкива, кг
ШКН-1,25	15,5	150	1,25	390
ШК-1,25	15	162	1,25	400
ШК-16	20	271	1,6	700
ШК-1,6	20	275	1,6	620
ШКН-2,0	25	364	2,0	1003
20328	25	364	2,0	1299
ШК-20	25	364	2,0	1300
821-1-04	25	412	2,0	1070
ШК-25	30,5	645	2,5	1900
ШКН-2,5А	30,5	795	2,5	1470
ШК-30	35	935	3,0	2800
ШКФ-3Б	28 ... 43,5	935	3,0	3150
Ш-4А	37 ... 49,5	1520	4,0	4900
Ш-5	43,5 ... 52	246	5,0	6874
Н-336-01-7	56 ... 62	2460	5,0	12961
Ш-6А	47,5 ... 60	2460	6,0	9130
Н-336-01-58	59 ... 63	2460	6,0	17878

Таблица В.12. Технические данные асинхронных электродвигателей с фазным ротором единой серии АКН

Тип электродвигателя	Номинальные данные						$\frac{M_{max}}{M_{ном}}$	Маховой момент ротора, $кН \cdot м^2$	Масса, т
	Мощность на валу, кВт	Напряжение, В	Ток статора, А	Скорость вращения, об/мин	КПД, %	Cos φ			
1000 об/мин (синхр.)									
АКН 14-49-6	1000	6000	115	985	94,4	0,88	2,6	6,4	6,75
АКН 14-59-6	1250	6000	142	985	94,8	0,89	2,5	7,3	7,6
АКН 15-41-6	1600	6000	184	990	95,0	0,88	2,6	12,9	8,3
АКН 15-51-6	2000	6000	227	990	95,4	0,89	2,7	14,5	9,6
750 об/мин (синхр.)									
АКН 14-46-8	800	6000	94	735	94,0	0,87	2,1	6,9	6,6
АКН 14-59-8	1000	6000	116	735	94,4	0,88	2,0	8,6	7,3
АКН 15-54-8	1600	6000	182	740	95,0	0,89	2,1	18,4	9,1
АКН 15-64-8	2000	6000	225	740	95,3	0,90	2,2	21,0	10,2
600 об/мин (синхр)									
АКН 14-46-10	630	6000	77,5	585	93,0	0,84	2,1	7,8	6,15
АКН 14-59-10	800	6000	98	585	93,4	0,84	2,2	9,5	7,1
АКН 15-44-10	1000	6000	118	585	93,8	0,87	2,1	15,4	7,5
АКН 15-56-10	1250	6000	146	590	94,4	0,87	2,2	19,7	8,75
АКН 16-44-10	1600	6000	185	585	94,4	0,88	2,0	33,6	10,2
АКН 16-54-10	2000	6000	228	590	94,8	0,89	2,2	43,0	11,9
500 об/мин (синхр)									
АКН 14-41-12	400	6000	51,5	485	92,8	0,81	2,0	6,8	5,4
АКН 14-49-12	500	6000	64	485	92,6	0,82	2,0	7,7	6,0
АКН 15-39-12	630	6000	76,5	490	93,4	0,85	2,1	13,6	6,6
АКН 15-49-12	800	6000	96,5	490	93,8	0,8	2,1	16,7	7,75
АКН 15-64-12	1000	6000	120	490	94,2	0,8	2,1	22,2	9,6
АКН 16-44-12	1250	6000	149	490	94,2	0,8	2,5	36,0	9,3
АКН 16-54-12	1600	6000	189	490	94,6	0,8	2,4	41,9	10,5
АКН 16-66-12	2000	6000	233	490	95,0	0,8	2,6	53,5	14,2

Окончание табл. В.12.

Тип электродвигателя	Номинальные данные						$\frac{M_{\max}}{M_{\text{НОМ}}}$	Маховой момент ротора, $\text{кН} \cdot \text{м}^2$	Масса, т
	Мощность на валу, кВт	Напряжение, В	Ток статора, А	Скорость вращения, об/мин	КПД, %	Cos φ			
375 об/мин (синхр.)									
АКН 14-36-16	200	6000	30,5	367	90,0	0,7	2,0	6,5	4,6
АКН 14-41-16	250	6000	37	367	90,6	0,72	2,0	7,3	4,95
АКН 15-29-16	320	6000	43,5	360	90,8	0,78	2,0	12,1	5,1
АКН 15-34-16	400	6000	53,55	360	91,4	0,79	2,0	13,5	5,6
АКН 15-41-16	500	6000	65,5	365	92,0	0,80	2,1	15,5	6,7
АКН 15-51-16	630	6000	82	365	92,4	0,80	2,1	19,7	7,6
АКН 16-41-16	800	6000	104	370	93,8	0,79	2,1	33,7	8,75
АКН 16-51-16	1000	6000	130	370	94,0	0,79	2,1	40,1	10,3
АКН 16-64-16	1250	6000	157	370	94,4	0,81	2,0	50,0	11,7
АКН 17-44-16	1600	6000	197	370	94,6	0,83	2,2	88,5	14,8
АКН 17-51-16	2000	6000	238	370	94,8	0,85	2,1	99,5	16,2
300 об/мин (синхр.)									
АКН 15-26-20	200	6000	33	290	89,0	0,66	2,1	11,6	4,65
АКН 15-31-20	250	6000	40	290	90,0	0,67	2,2	12,7	5,4
АКН 15-36-20	320	6000	50	290	90,8	0,68	2,1	14,6	5,75
АКН 16-26-20	400	6000	56,5	290	90,6	0,75	2,0	22,3	6,4
АКН 16-31-20	500	6000	69,5	290	91,2	0,76	2,0	25,1	6,9
АКН 16-4 1-20	630	6000	85,5	290	92,0	0,77	2,0	29,0	8,45
АКН 16-5 1-20	800	6000	105	290	92,4	0,79	2,0	29,0	9,75
АКН 17-39-20	1000	6000	130	295	92,8	0,80	2,0	76,3	11
АКН 17-46-20	1250	6000	160	295	93,6	0,80	2,0	86,3	13,5
АКН 17-56-20	1600	6000	202	295	94,0	0,81	2,0	101,0	15,6
АКН 17-7 1-20	2000	6000	252	295	94,2	0,81	2,1	121,0	17,7
250 об/мин (синхр.)									
АКН 16-24-24	250	6000	39,5	242	88,5	0,69	2,0	20,9	5,55
АКН 19-29-24	320	6000	49,5	242	90,0	0,69	2,1	24,0	6,5
АКН 16-39-24	400	6000	59,5	244	91,0	0,71	2,0	27,0	7,15
АКН 16-44-24	500	6000	73,0	244	91,4	0,72	2,0	33,0	8,4
АКН 17-31-24	630	6000	91,0	245	92,2	0,75	2,1	64,0	9,2
АКН 17-39-24	800	6000	112	245	92,6	0,74	2,1	72,0	11,0
АКН 17-46-24	1000	6000	138	245	93,0	0,75	2,0	85,9	12,2

Таблица В.13. Технические данные двигателей постоянного тока

Двигатель	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Напряжение, В	Ток, А
П2-800-256-8КУХЛ4	5000	50	930	5780
П2-800-255-8КУХЛ4	5000	63	930	5740
П2-800-256-8КУХЛ4	4000	40	750	5830
П2-800-255-8КУХЛ4	4000	50	750	5770
П2-800-256-8КУХЛ4	3150	32	600	5850
П2-800-255-8КУХЛ4	3150	40	600	5770
П2-630-216-8КУХЛ4	2500	56	750	3690
П2-630-216-8КУХЛ4	2000	45	600	3720
П2-630-215-8КУХЛ4	2000	56	600	3720
П2-630-215-4КУХЛ4	1600	40	930	2000
П2-630-214-4КУХЛ4	1600	56	930	1965
П2-630-215-4КУХЛ4	1250	32	750	2010
П2-630-214-4КУХЛ4	1250	45	750	1960
П2-630-213-4КУХЛ4	1250	56	750	1925
П2-630-215-4КУХЛ4	1040	25	600	2130
П2-630-214-4КУХЛ4	1040	32	600	2060
П2-630-213-4КУХЛ4	1040	45	600	2000
П2-800-177-8УХЛ4	1250	200	750	1795
П2-800-176-8УХЛ4	1250	250	600	2240
П2-800-175-6УХЛ4	1250	315	600	2230
П2-800-174-8УХЛ4	1250	400	600	2230
П2-800-172-8УХЛ4	1250	630	600	2225
П2-800-175-8УХЛ4	1000	250	600	1800
П2-800-174-8УХЛ4	1000	315	600	1790
П2-500-147-8УХЛ4	500	315	440	1240
П2-500-145-8УХЛ4	500	400	440	1230
П2-500-144-8УХЛ4	500	500	440	1225
П1-450-136-7УХЛ4	400	400	440	985
П2П-450-135-7УХЛ4	400	500	440	980
П2-23/85-2,8УХЛ4	2800	50	930	3180
	2250	40	750	3180
	1800	32	600	3180
П2-25/51-4УХЛ4	4000	80	930	3180
	3150	63	750	4165
	2500	50	600	4165
П2-25/105-3,5УХЛ4	3550	40	930	4110
	2800	32	750	4110
	2250	25	660	4110
П2-26/41-2,25УХЛ4	2250	50	930	2625
	1800	40	750	2625
	1400	32	600	2625
П2-26/51-2,25УХЛ4	2250	40	930	2640
	1800	32	750	2640
	1400	25	600	2640
П2-26/64-2.25УХЛ4	2250	32	930	2650
	1800	25	750	2650
	1400	20	600	2650

Библиографический список

1. Алексеев В.В. Стационарные машины / В.В. Алексеев. - М.: Недра, 1989. – 416 с.
2. Алексеев В.В. Рудничные насосные, вентиляторные и пневматические установки: учебное пособие для вузов / В.В. Алексеев. - М.: Недра, 1983. – 381 с.
3. Гришко А.П. Стационарные машины и установки / А.П. Гришко, В.И. Шелоганов. - М.: МГГУ, 2004. - 415 с.
4. Донченко А.С. Справочник механика рудной шахты. В 2 кн./ А.С. Донченко, В.А. Донченко, А.А. Соснин. - М.: Недра, 1991.- Кн. 1 – 367 с.
5. Донченко А.С. Справочник механика рудной шахты. В 2 кн./ А.С. Донченко, В.А. Донченко, А.А. Соснин. - М.: Недра, 1991.- Кн.2 – 368 с.
6. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом. Вып. 33 / под ред. А.И. Субботина. - М.: Госгортехнадзор, 2004. – 200 с.
7. Завозин Л.Ф. Шахтные подъемные установки / Л.Ф. Завозин. - М.: Недра, 1975. – 368 с.
8. Картавый Н.Г. Стационарные машины / Н.Г. Картавый. - М.: Недра, 1981. – 365 с.
9. Кириллин В.А. Техническая термодинамика / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. - М.: Энергия, 1980. – 360 с.
10. Стационарные установки шахт / под общей ред. Б.Ф. Братченко. - М.: Недра, 1981. – 440 с.
11. Хаджиков Р.Н. Горная механика / Р.Н. Хаджиков, С.А. Бутаков. - М.: Недра, 1982. – 407 с.

Оглавление

Предисловие.....	3
Введение.....	4
1. Шахтные пневматические установки	5
1.1 Теоретические сведения о компрессорных станциях.....	5
1.2 Основные положения при проектировании пневматических установок	42
.....	56
1.3 Пример расчета пневматической установки.....	66
2. Шахтные подъемные установки.....	66
2.1 Теоретические сведения о шахтном подъеме.....	
2.2 Основные положения при проектировании подъемных устано- вок.....	85
.....	128
2.3 Пример расчета грузовой двухклетевой подъемной установки	142
Заключение	143
Глоссарий	145
Приложение А	147
Приложение В	159
Библиографический список.....	160
Оглавление.....	

Валерий Васильевич Медведев

**Основы проектирования
шахтных стационарных установок**

Учебное пособие

Лицензия ЛР № 020525 от 02.06.97 г.

Редактор А.А. Шалавина

Технический редактор В.В. Медведев

Сдано в производство .11.05 г.

Форм. бум. 60×80 1/16

Печать офсетная

Уч.-изд.л. 6,0

Тираж 60 экз.

Бум. Тип. №2

Гарнитура литературная

Усл. печ. л. 6,0

Заказ №

Читинский государственный университет
672039, г.Чита, ул. Александровско-Заводская, 30

РИК ЧитГУ