

В. Г. ГЕЙЕР
Г. М. ТИМОШЕНКО

ШАХТНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ И ВОДООТЛИВНЫЕ УСТАНОВКИ

*Допущено министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве учебника
для студентов вузов, обучающихся по специальности
«Горные машины и комплексы»*



МОСКВА "НЕДРА" 1987

Гейер В. Г., Тимошенко Г. М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: Учебник для вузов. — М.: Недра, 1987. — 270 с.

Изложены теория и основы эксплуатации и проектирования шахтных вентиляторных и водоотливных установок с применением ЭВМ. Приведены классификация, сравнение основных параметров, принцип действия, устройство и особенности работы насосов, вентиляторов и специальных средств и схем, обеспечивающих повышение производительности труда при обслуживании. Освещен передовой опыт организации технического обслуживания и ремонта установок. Рассмотрена перспектива развития этих установок и направления ускорения технического прогресса в угольной промышленности.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Горные машины и комплексы».

Табл. 11, ил. 99, список лит. — 27 назв.

Рецензенты: кафедра стационарных машин и комплексов Московского горного института, А. И. Захарченко, инж. (Министерство угольной промышленности УССР)

Стратегия ускорения социально-экономического развития страны, разработанная на XXVII съезде КПСС, предусматривает реконструкцию народного хозяйства на базе новейших достижений науки и техники. В угольной промышленности основной прирост объема добываемого угля намечено получить прогрессивным открытым способом. Будет также совершенствоваться подземный способ, с помощью которого добывается в настоящее время свыше 50% всего угля, в основном высокого качества (коксующийся, антрацит).

Улучшение количественных и качественных показателей работы угольной промышленности базируется на ускорении научно-технического прогресса, обеспечивающем рост производительности, повышение безопасности и улучшение условий труда шахтеров.

Для подземного способа добычи угля ускорение научно-технического прогресса идет в направлении: совершенствования горного хозяйства шахт, технологии и средств комплексной механизации и автоматизации очистных и горноподготовительных работ; повышения долговечности и надежности горно-шахтного оборудования и снижения трудоемкости обслуживания; уменьшения доли тяжелого неквалифицированного труда на всех технологических процессах шахты; развития гидродобычи и трубопроводного транспорта; создания и применения технологии выемки угля без постоянного присутствия людей в забое с использованием манипуляторов и микропроцессорной техники.

Разработка подземным способом угольных пластов, особенно на больших глубинах, сопровождается выделением из угля нескольких десятков кубических метров газов (метана, углекислого и др.) на тонну, что требует значительных расходов воздуха для проветривания выработок. Кроме того, с ростом глубины увеличивается температура, в снижении которой основным фактором является циркуляция воздуха, создаваемая вентиляторными установками.

В условиях шахт угольной промышленности СССР на каждую тонну угля необходимо подавать от 5 до 15 т воздуха. Потребность в воздухе составляет от 10 до 700 м³/с при давлении от 500 до 7000 Па. В угольной промышленности СССР в эксплуатации находится более 2000 главных и вспомогательных вентиляторов, которые ежегодно потребляют свыше 5 млрд. кВт·ч электроэнергии.

Шахтные вентиляторные установки должны обладать высокой надежностью. Остановка их хотя бы на 10 мин в газовой шахте приводит к затоплению метаном подземных выработок, созданию опасных ситуаций и прекращению работ по выемке угля.

В подземные выработки поступает вода. На шахтах СССР в зависимости от горно-геологических условий на одну тонну добываемого угля приходится от 1,1 до 36 т воды. Глубины, из которых откачивается вода, значительны — от 100 до 1600 м. На ряде шахт притоки воды достигают 1000—2000 м³/ч. Для откачки воды на шахтах угольной промышленности СССР установлено более 30 тыс. электронасосных агрегатов общей мощностью свыше 2 млн. кВт, которые потребляют ежегодно более 6 млрд. кВт·ч электроэнергии.

Главное назначение шахтных вентиляторных и водоотливных установок — обеспечение безопасности и улучшение условий труда шахтеров.

На проветривание и водоотлив расходуется от 30 до 50% электроэнергии, потребляемой всем электромеханическим оборудованием шахты. Обеспечение надежной и экономичной работы вентиляторных и водоотливных установок и снижение доли тяжелого ручного труда при их обслуживании — важнейшие задачи горных инженеров по эксплуатации шахтного электромеханического оборудования, и поэтому данная дисциплина имеет существенное значение при подготовке специалистов этого профиля.

Особое внимание необходимо обратить на физические основы перемещения жидкости (газа) по внешней сети и в проточной части машин. Базируются они на знаниях, полученных при изучении разделов гидравлики, в которых излагаются законы движения жидкости: уравнение Д. Бернулли, факторы, определяющие потери напора, напорные характеристики трубопроводов и вентиляторных каналов шахт.

Теория машин, эксплуатация и проектирование их основываются на широком использовании экспериментального материала. Поэтому особое внимание следует обратить на графическое представление экспериментальных зависимостей, приводимых в виде характеристик.

В помощь читателям для самостоятельного изучения материала приводятся вопросы для самопроверки и численные примеры.

Введение и разделы 1, 4 и 5 написаны В. Г. Гейером, разделы 2 и 3 — Г. М. Тимошенко.

1. КРАТКАЯ ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ И ПРИНЦИПЫ ДЕЙСТВИЯ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ И ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

1.1. КРАТКАЯ ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ И ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

Технический прогресс в горнодобывающей промышленности, обусловленный социальным и экономическим преобразованием общества, является объективным фактором, определяющим изменения способов и средств проветривания и осушения подземных выработок.

Примером может служить замена силовой паровой энергии электрической, которая привела к революционному изменению техники и технологии подземной разработки, в том числе и в области шахтных вентиляции и водоотлива.

Развитие способов и средств проветривания и осушения подземных выработок происходило по законам материалистической диалектики, которые определяют, что развитие всегда означает смену одних качественных состояний другими, перерыв постепенности [12].

Водоотлив самотеком и проветривание естественной тягой. Подземная добыча полезных ископаемых тесно связана с техникой рудничного водоотлива.

На заре горного дела из-за отсутствия средств откачки подземная добыча полезных ископаемых осуществлялась вскрытием месторождения штольнями, при котором вода из горных выработок отводилась самотеком вследствие разности отметок входа и выхода.

При вскрытии месторождения стволами (низшая стадия), водоотлив самотеком используется в составе более сложного и качественно нового способа шахтного водоотлива, оборудованного насосными установками высокого технического уровня. Вода собирается в выработках и самотеком по канавкам направляется в водосборники, откуда ее откачивают насосы.

Проветривание горных выработок осуществлялось потоком воздуха, поступающим в шахту из-за разности температур под землей и на поверхности, а следовательно, и плотностей воздуха в стволах. Естественная тяга увеличивалась и делалась более надежной путем установки специальных нагревательных устройств на вентиляционных стволах.

В современных шахтах в определенных условиях для проветривания используется естественная тяга и наличие ее приходится учитывать при расчетах и эксплуатации вентиляторных установок высокого технического уровня.

Водоотлив с помощью водоподъемных (черпальных) машин. Удаление воды самотеком из подземных выработок на поверхность возможно только при вскрытии месторождений подземных ископаемых штольнями. Это ограничивало развитие добычи подземным способом. Вскрытие стволами вызвало необходимость подъема воды. Наибольшее распространение в XVI в. получила техника подъема воды в кожаных сосудах водоналивными колесами.

По этому же принципу строили водоподъемные машины и цепные насосы, в которых на бесконечной цепи (канате) закрепляли сосуды с подвижным дном. Перемещались они в трубе и поднимали воду. Приводами черпальных машин в тот период являлись водоналивные колеса.

В настоящее время иногда применяют водоотлив с помощью сосудов. При проходке стволов, когда приток воды менее $5 \text{ м}^3/\text{ч}$, воду поднимают бадьями. После бурения скважины-стволы оказываются затопленными водой. Воду из них зачастую откачивают с помощью желонки-сосуда с клапаном, который открывается, когда сосуд входит в воду и закрывается под действием веса воды при подъеме на поверхность. Достаточно широко применяли водоотливные скипы при откачке затопленных шахт. Производительность скипового водоотлива при откачке шахт Донбасса достигала $1200 \text{ м}^3/\text{ч}$. Подъем сосудов в настоящее время осуществляется подъемными машинами или специальными лебедками с электроприводом. Таким образом, в высшей стадии водоподъемных машин повторяются свойства низшей (сосуды) [12].

Физические основы действия и развития нагнетателей.

Применявшиеся схемы и средства проветривания и водоотлива (естественная тяга, водоотлив самотеком и водоподъемные машины) не могли обеспечить требуемый темп роста подземной добычи полезных ископаемых.

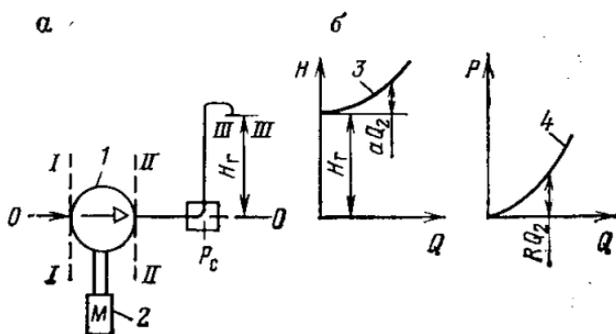
Эти объективные причины вызвали необходимость с учетом опыта других отраслей промышленности создания нагнетателей и привода к ним, обеспечивающих подачу воды по трубам и воздуха по шахтным выработкам.

Научной основой при создании нагнетателей — как насосов, так и вентиляторов — является гидравлика, из которой известно, что для перемещения жидкости по трубопроводу или воздуха по выработкам шахты необходим напор или давление, равное разности полных их значений относительно принятой плоскости сравнения $0-0$ (рис. 1.1,а) между входным сечением II—II в трубопроводе и выходным III—III [4]:

$$H = H_r + aQ^2 \quad \text{или} \quad p = p_c + RQ^2, \quad (1.1)$$

где H , p — полные соответственно напор и давление, необходимые для перемещения объемного расхода жидкости (газа) по трубопроводу; H_r , p_c — соответственно статический напор и давление, не зависящие от расхода; H_r — геометрическая высота подъема; $p_c = \rho g H_r$ — статическое давление или p_c — давление у потребителя; ρ — плотность жидкости; g — ускорение свободного

Рис. 1.1. Структурная схема нагнетателя (а) и характеристики внешних сетей (б)



падения; a — сумма сопротивления всасывающего и нагнетательного трубопроводов; R — сопротивление воздухопровода шахтных выработок.

Зависимости (1.1) можно представить графически в виде кривых $H=f(Q)$ или $p=f(Q)$, которые являются характеристиками внешних сетей нагнетателя, — кривой 3, (рис. 1.1, б), при наличии статических напоров, давлений (H_r , p_c), не зависящих от расхода (характерна для шахтных насосов), и кривой 4, если H_r и p_c равны нулю, что будет при перемещении жидкости по горизонтальному трубопроводу или в условиях подачи воздуха по шахтной вентиляционной сети, у которой одинаковы отметки входа и выхода относительно плоскости сравнения 0—0 (см. рис. 1.1, а), проведенной по оси машины.

В потоке, проходящем через нагнетатель 1, происходит приращение напора, давления, за счет передаваемой ему части энергии двигателя 2, приводящего в движение рабочие органы, преобразующие механическую энергию в гидравлическую или часть энергии вводимого в нагнетатель потока рабочей жидкости (газа) более высокого напора.

Полные напор, давление, созданные в нагнетателе, определяются как разность их значений на выходе и входе (сечения II—II и I—I):

$$H = H_{II} - H_I; \quad p = p_2 - p_1. \quad (1.2)$$

Мощность, переданная потоку в нагнетателе, — полезная мощность, определится по формуле

$$N_{\Pi} = \rho g H Q; \quad N_{\Pi} = p Q. \quad (1.3)$$

Если нагнетатель включен в сеть, то напор, создаваемый в нем, равен напору, необходимому для перемещения жидкости, газа по сети [см. формулу (1.1)] и полезная мощность будет определяться по зависимости

$$N_{\Pi} = Q g \rho (H_r + a Q^2); \quad N_{\Pi} = Q (p_c + R Q^2). \quad (1.4)$$

Мощность нагнетателей

$$N = N_{\Pi} / \eta_n, \quad (1.5)$$

где η_n — к. п. д. нагнетателя.

Пример. 1. Определить мощность насоса, если геометрическая высота подъема 500 м, сопротивление трубопровода $5000 \text{ с}^2/\text{м}^5$ и подача насоса $0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ ($360 \text{ м}^3/\text{ч}$).

Напор, создаваемый насосом, [см. формулу (1.1)]

$$H = 500 + 5000 \cdot 0,01 = 550 \text{ м,}$$

Полезная мощность [см. формулу (1.3)], приняв плотность воды $\rho = 1020 \text{ кг}/\text{м}^3$, будет $N_p = 1020 \cdot 9,81 \cdot 550 \cdot 0,1 = 5,5 \cdot 10^5 \text{ Вт}$.

Мощность насоса (см. формулу 1.3), приняв к. п. д., равный 0,7, будет $N = \frac{5,5 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 0,7} = 785 \text{ кВт}$.

2. Определить мощность вентилятора, если давление равно $6 \cdot 10^3 \text{ Па}$ и подача воздуха $300 \text{ м}^3/\text{с}$, к. п. д. вентилятора — 0,8.

По формуле (1.3) определяем полезную мощность $N_p = 6,3 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 10^2 = 1,8 \cdot 10^6 \text{ Вт}$, по формуле (1.5) — мощность вентилятора $N = \frac{1,8 \cdot 10^6}{10^3 \cdot 0,8} = 2250 \text{ кВт}$.

Генерирование гидравлической энергии в нагнетателях основывается на применении одного из следующих физических процессов: принудительного вытеснения транспортируемой жидкости путем изменения объема, занимаемого ею, — объемные насосы (поршневые, ротационные, пневматические); использования сил внутреннего трения между потоками рабочей и транспортируемой жидкостей, работа которых создает напор, необходимый для движения последней по внешней сети (струйные насосы и эрзаглизфы); закручивания жидкости вращающимся рабочим органом, создающим силовое поле, передающее энергию от двигателя жидкости (лопастные насосы и вентиляторы).

Первый паровой насос объемного действия для нужд шахтного водоотлива был создан инженером Севери. Вакуум, необходимый для подвода воды в рабочую камеру, создавался при конденсации пара, а отвод ее из камеры на поверхность осуществлялся принудительным вытеснением свежим паром.

Использование воздуха (пара) в качестве рабочего тела для принудительного вытеснения жидкости во внешнюю сеть применяется и в современных проходческих пневматических насосах, но на более высоком техническом уровне. Управление впуском и выпуском сжатого воздуха осуществляется автоматически с помощью шарового клапана.

Первая паровая атмосферно-тепловая машина (сущина Ньюкомена) была изобретена как привод для поршневого насоса рудничного водоотлива. Управление было ручным. Цилиндр насоса располагался под землей, а привод — на поверхности.

Русский новатор И. И. Ползунов на основе теоретических исследований М. В. Ломоносова и изучения английской практики изобрел и построил в 1763 г. первую в мире паровую машину с автоматическим парораспределением. Машина была использована в качестве привода для воздуходувных мехов (объемных нагнетателей), подававших воздух в металлургические печи.

Развитие подземной добычи полезных ископаемых в XVII в. требовало совершенствования средств шахтного водоотлива.

Имевшиеся насосы (Севери, Ньюкомена) не обеспечивали откачку воды с глубины 100 м и более. Эта объективная реальность обусловила ускорение темпов технического прогресса в данной области и в 1774 г. изобретатель Уатт, используя русский и английский опыт и работы И. И. Ползунова, создал паровую машину как привод для поршневых насосов водоотлива.

Главные водоотливные установки рудников до конца XIX в. были оборудованы штанговыми паровыми насосами, у которых двигатели (паровые машины) располагались на поверхности, и поршневые насосы — в стволе, на уровне основных подземных выработок.

В России первый штанговый насос с вертикальным расположением цилиндров паровой машины был установлен на шахте «Капитальная» (Лисичанские копи — Донбасс).

В этот период широко применяли штанговые насосы с горизонтальным расположением цилиндров паровых машин. Такие машины использовали, в частности, на шахтах «Центральная» и «Заводская» (г. Донецк).

Совершенствование поршневых насосов шло, в основном, в направлении повышения технического уровня их приводов. Одним из важнейших результатов было создание прямодействующих насосов, у которых силовой (паровой) поршень находился на одном штоке с водяным. Эти насосы устанавливали в подземных выработках, к ним по трубам подавался пар или сжатый воздух.

Дальнейшее развитие поршневых и ротационных насосов шло по пути применения электродвигателей. Поршневые насосы с электроприводом — электродвигатель и редуктор — находят и в настоящее время применение в шахтных условиях и для гидротранспорта.

Низшим звеном современных поршневых насосов служит водяной цилиндр с клапанами.

В качестве средств добычи нефти и воды через скважины и для гидротранспорта при разработке россыпных месторождений применяли уже в XVIII в. нагнетатели, в которых использовали силы внутреннего трения между рабочей и транспортируемой жидкостями — эргазлифты и струйные насосы.

Разработанные в то время гидравлические схемы применяются и в современных устройствах только на более высоком техническом уровне.

Конец XIX и начало XX вв. характеризуются концентрацией производства и, как следствие, энергетических систем. Пар как основная двигательная сила вытесняется электричеством. Благодаря простоте передачи электроэнергии по проводам и высоким качествам электрических двигателей, они в короткий срок заменили паровые машины в качестве привода для шахтных насосов.

Так как электродвигатель имеет высокую частоту вращения, а поршневые насосы тихоходны, приходилось применять тяжелые передачи. Громоздкость и большая масса электронасосных установок с поршневыми нагнетателями создавали серьезные трудно-

сти для использования их в шахтном водоотливе. Это обстоятельство вызвало объективную необходимость создания более эффективных нагнетателей, работающих с высокой частотой вращения, присущей электродвигателю.

С использованием опыта новаторов Урала, которые в XVIII в. применили вместо громоздких силовых водяных колес лопастную гидротурбину, в Петербургской академии наук была разработана основа теории этих машин, применив которую инженеры создали лопастные машины для откачки воды и проветривания шахт. Горный инженер А. А. Саблуков изобрел центробежный вентилятор двустороннего всасывания, винтовой (осевой) вентилятор и центробежный насос (водогон).

Впервые центробежный вентилятор конструкции А. А. Саблукова применен в 1835 г. для проветривания Алтайского Чагирского рудника, где добывали медные и серебряные руды. Вентилятор был установлен на глубине 72 м. Воздух отсасывался и подавался на поверхность.

Первая водоотливная установка с центробежными насосами была применена в 90-х годах на Алтае на серебряно-свинцовых рудниках. Она состояла из четырех насосов, установленных на одном валу с электродвигателем, по два насоса с каждой стороны привода. Насосы были включены последовательно. В этот же период подобная установка работала на Щербиновском руднике в Донбассе. В 1885 г. был создан многоступенчатый насос — основное средство откачки воды из шахт.

Лопастные машины (турбомашин) являются на современных шахтах основными средствами проветривания горных выработок и откачки из них воды.

1.2. РОЛЬ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ НАУКИ И ПРОИЗВОДСТВА В РАЗВИТИИ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ И ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

Существенную роль в развитии техники и технологии подземного способа разработки в XVIII в. сыграли работы М. В. Ломоносова (1711—1782 гг.), в частности, теория и расчет тяги освещены в оригинальном труде — «О вольном движении воздуха, в рудниках примеченном» к его книге «Первые основания металлургии, или рудных дел». Эта книга, напечатанная в 1763 г., была первым учебником по горному делу и металлургии, использовалась даже в самых отдаленных районах страны и сыграла большую роль в развитии этой отрасли в России.

Основы теории М. В. Ломоносова об естественной тяге используются в настоящее время.

Труды М. В. Ломоносова по физике и механике послужили теоретической основой для И. И. Ползунова (1728—1766 гг.) при разработке привода воздуходувки для паровой машины с автоматическим парораспределителем.

Член Петербургской академии наук Л. Эйлер (1707—1782 гг.) заложил основу теории лопастных машин, которая в настоящее время используется при конструировании и эксплуатации турбомашин.

Большая роль в создании вентиляторов и насосов принадлежит русскому изобретателю горному инженеру А. А. Саблукову (1783—1857 гг.).

Существенный вклад в развитие теории и конструкции лопастных машин (турбомашин) внесли капитальные работы: по теории крыла, воздушных винтов (пропеллеров), осевых вентиляторов проф. Н. Е. Жуковского (1849—1921 гг.) и созданного им Центрального Аэродинамического института (ЦАГИ); по динамике турбомашин и методу расчетов насосов — акад. Г. Ф. Проскуры (1876—1958 гг.) и Всесоюзного института гидромашиностроения (ВИГМ).

Вопросы теории, проектирования и эксплуатации шахтных вентиляторов и водоотливных установок длительное время входили в дисциплину «Горная механика».

Научные основы русской школы горной механики были заложены в Петербургском Горном институте трудами А. М. Узатиса (1844—1875 гг.), П. А. Олышева (1817—1896 гг.) — первого заведующего кафедрой горной механики и И. А. Тиме (1838—1920 гг.). Труды И. А. Тиме в свое время являлись настольными книгами горных инженеров и техников.

Значительный вклад в развитие теории и практики шахтных вентиляторных и водоотливных установок внесли академики М. М. Федоров (1867—1945 гг.), А. П. Герман (1874—1953 гг.) и В. С. Пак (1888—1965 гг.).

М. М. Федоров еще в 1909 г. впервые показал целесообразность исследования шахтных лопастных машин на основе их характеристик, предложил использование безразмерных коэффициентов и характеристик для конструирования рабочих колес и проектирования установок, разработал метод определения оптимальных диаметров трубопроводов для шахтной насосной установки.

А. П. Герман внес существенный вклад в теоретические основы шахтных установок с лопастными машинами, в частности, он впервые разработал методы аналитического определения безразмерных характеристик, расчета машин по подобию; исследовал совместную работу вентиляторов на основе их характеристик; обосновал закон совместности характеристик лопастных машин, работающих при разных частотах вращения.

Академик В. С. Пак развил теорию шахтных радиальных и осевых вентиляторных установок, особенно в области создания современных высокоэффективных мощных центробежных вентиляторов и исследования проветривания шахт параллельно работающими вентиляторами.

Значительный вклад в развитие теории и практики вентиляторных и водоотливных установок внесли ученые: акад. А. А. Дзи-

дзигури, профессора Г. М. Еланчик, В. М. Попов, А. И. Веселов; в совершенствование конструкции — коллективы институтов: Дон-гипроуглемаш, горной механики им. М. М. Федорова, Донецкого политехнического, Московского и Ленинградского горных.

Разработка конструкции и освоение выпуска этих машин осуществлены коллективами машиностроительных заводов — Ясногорского по насосам, им. Ленинского комсомола Украины и Артемовского по вентиляторам.

1.3. ПРИНЦИПЫ ДЕЙСТВИЯ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СХЕМЫ НАГНЕТАТЕЛЕЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ШАХТАХ

Объемные нагнетатели, применяемые в шахтах, по способу генерирования гидравлической энергии разделяются на пневматические, в которых происходит непосредственное воздействие сжатого воздуха на жидкость, и механические (поршневые, винтовые, ротационные), в которых энергия двигателя через двигающиеся детали (поршень, ротор) передается жидкости.

В пневматическом насосе при нижнем положении плавающего шара 2 (рис. 1.2,а) рычаг закрывает клапан 4, в результате чего прекращается подача сжатого воздуха, и одновременно открывает клапан 3, через который сжатый воздух выходит с большой скоростью через насадку, в камере насоса создается разрежение. Вода под действием разности давлений открывает обратный клапан 1 и заполняет камеру. Плавающий шар поднимается и на верхнем уровне рычагом закрывает клапан 3 и открывает 4, через который поступает сжатый воздух, вытесняющий воду через клапан 5 в нагнетательный трубопровод.

При этом клапан 1 закрывается и прекращается поступление извне воды.

Насосы, построенные по этому принципу, успешно используют в качестве забойных, особенно при проведении горных выработок.

У механических насосов поршень 1 (рис. 1.2,б), двигаясь вниз, вытесняет воду из камеры и через клапан 2 подает ее в нагнетательный трубопровод, при этом клапан 3 закрыт. Двигаясь

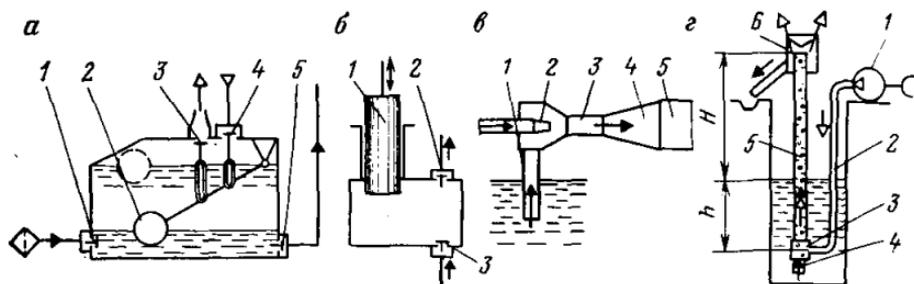


Рис. 1.2. Схемы нагнетателей:

а — объемного, с газовым вытеснителем; б — объемного, поршневого, с механическим вытеснителем; в — струйного; г — эрзазлфта

вверх, поршень увеличивает объем камеры, давление в ней снижается — и вода под действием разности давлений внешнего и в камере входит через клапан 3 в насос. Клапан 2 при этом закрыт.

Поршень приводится в движение электродвигателем через систему передачи или поршневой пневматической машиной.

Насосы объемные характеризуются малыми подачами, определяемыми размерами поршней и камер, и низкими скоростями. Давление, создаваемое в поршневом насосе, может быть весьма высоким. Оно определяется прочностью деталей и не зависит от подачи.

Эти свойства определяют область применения объемных насосов в водоотливе при проведении выработок, нагнетании воды в пласт

Перспективным является транспортирование угля по трубопроводам на большие расстояния, где в качестве перекачных средств применяют поршневые насосы с электроприводом. У нас в стране для транспорта угля свыше 3 млн. т/год используют поршневые насосы с подачей $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напором 1500 м. В шахтах находят применение струйные нагнетатели и эргазлифты.

Генерирование гидравлической энергии, используемой для перемещения жидкой смеси, осуществляется за счет передачи ее от газа или рабочей жидкости транспортируемой.

Струйный насос. В гидроэлеваторе рабочая вода, подаваемая насосом (или самотеком при естественной разности отметок), проходит через насадок 2 (рис. 1.2,в) и при этом происходит преобразование статистического напора в скоростной. У входа в камеру смешения 3 создается разрежение и транспортируемая вода через подводящий трубопровод 1 входит в насос. В камере рабочая и транспортируемая вода перемешиваются, в процессе чего часть энергии рабочей воды передается транспортируемой. Смесь рабочей и транспортируемой воды через отвод — диффузор 4 поступает в напорный трубопровод 5. В диффузоре уменьшается скоростной напор и увеличивается статический, используемый для движения жидкости по внешней сети.

Вследствие простоты конструкции, отсутствия движущихся деталей гидроэлеваторы успешно используют в проходческом водоотливе, при чистке водосборных емкостей от твердого, а эжекторы — для проветривания глухих выработок сжатым воздухом.

Эргазлифты. Сжатый воздух (газ) нагнетателем (компрессором, газозовдушкой) 1 (рис. 1.2,г) подается по воздухопроводу 2 в смеситель 3, погруженный в воду на глубину h . Поток сжатого воздуха давлением $p = \rho gh$, определяемым глубиной погружения, поступает из смесителя в подъемную трубу 5. При скоростях выше критических он увлекает воду и твердое, поднимает их на высоту H . Смесь поступает в отвод 6. Здесь из потока отделяется воздух, поступающий в атмосферу, а вода и твердое отводятся в приемное устройство. Подвод 4 выполнен так, что до-

зирование твердого осуществляется автоматически, чем обеспечивается оптимальная концентрация его в потоке.

Широкое применение эргазлифтов сдерживалось отсутствием надежных и экономичных генераторов сжатого воздуха. В последнее десятилетие достигнуты серьезные успехи по совершенствованию этих машин: созданы эффективные турбокомпрессоры, турбовоздуходувки, что послужило объективным условием для применения эрлифтов как средств водоподъема в шахтном водоотливе и подъеме полезного ископаемого при подземной добыче.

Например, на действующей гидрошахте «Красноармейская» ПО «Добропольеуголь» эрлифт находится в автоматизированной системе гидротранспорта и поднимает в 1 ч свыше 3000 м³ пульпы на высоту 380 м, в том числе твердого до 700 т/ч. Шахта успешно работает с 1967 г., добыча ее свыше 4500 т/сут угля. На шахте им. 50-летия СССР по «Краснодонуголь» (Донбасс) эрлифт поднимает с глубины 745 м свыше 1500 м³/ч гидросмеси, по твердому до 300 т/ч, суточная добыча шахты — свыше 3000 т, работает с 1970 г.

Основной недостаток эрлифта — сравнительно низкий к. п. д., как следствие, более высокая энергоемкость по сравнению с центробежными насосами. Однако в определенных условиях приведенные затраты при эрлифте равны, а иногда и меньше приведенных затрат при центробежных насосах.

Эрлифты разных систем применяют на участковых и вспомогательных водоотливных установках, по очистке подземных водосборных емкостей и зумпфов стволов от твердого и исключают применение тяжелого ручного труда на этих технологических операциях.

Лопастные нагнетатели — центробежные и осевые вентиляторы и насосы — являются основными машинами, применяемыми в шахтных вентиляторных и водоотливных установках.

Принцип действия их заключается в следующем: двигатель вращает лопастное рабочее колесо 2 (рис. 1.3), при этом под действием гидроаэродинамических сил, возникающих при обтекании лопастей, в жидкости создается силовое поле и часть механической энергии, развиваемой двигателем, передается жидкости.

Генерированная гидравлическая энергия обуславливает появление разности напоров, под действием которой жидкость движется по проточной части машины и внешней сети.

В зависимости от направления скорости протекания жидкости через рабочее колесо, определяющей расход (подачу), различают центробежные (радиальные) и осевые машины.

У центробежных машин эта скорость нормальна к оси вращения (рис. 1.3,б), у осевых — параллельна ей (см. рис. 1.3,а).

Гидравлическая схема лопастных машин (см. рис. 1.3) состоит из трех основных узлов: рабочего колеса 2, подвода 1 и отвода 3, 4.

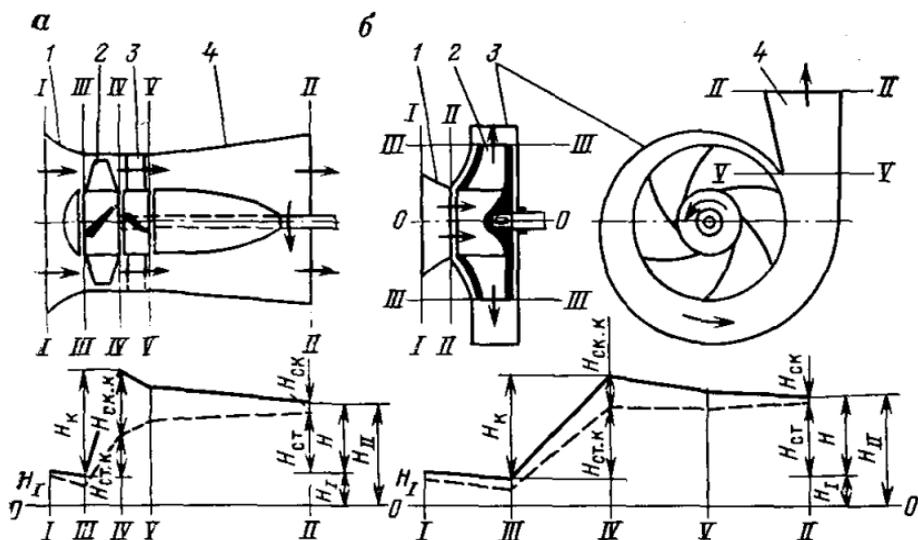


Рис. 1.3. Схемы лопастных машин и графики преобразования энергии в их проточной части:

а — осевых; б — радиальных (центробежных)

Положительное приращение энергии в потоке происходит только в рабочем колесе, а у остальных элементов проточной части — отрицательное, вследствие потери в них напора.

Назначение подводов и отводов — преобразовывать энергию, изменять соотношение между потенциальной и кинетической энергией.

Напор, созданный в машине, равен разности полных напоров при входе и выходе и определяется приращением его в рабочем колесе за вычетом потерь в проточной части: $H = H_{II} - H_I = H_K - \Sigma H_{\text{п}}$, где H_{II} , H_I — полные напоры соответственно на выходе и входе; H_K — напор, созданный в рабочем колесе; $\Sigma H_{\text{п}}$ — сумма потерь напора в проточной части.

Полный напор равен сумме скоростного и статического, если за плоскость сравнения принять ось машин:

$$H_I = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}; \quad H_{II} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}.$$

Подставляя соответствующие значения, получаем

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (1.6)$$

Транспорт жидкости (газов) по внешней сети обеспечивается в основном за счет статического напора, определяемого давлением. Это обстоятельство определяет функции, выполняемые элементами проточной части, где пунктирная линия разделяет скоростной $H_{\text{ск}}$ и статический $H_{\text{ст}}$ напоры. Подвод 1 выполняется как конфузор, в котором на выходе скорость увеличивается, ста-

тический напор преобразуется в скоростной, направление скоростей — параллельно оси, а эпюра их при входе в колесо упорядочена (сечения $I-I$ и $III-III$).

Рабочее колесо 2, вращаясь в жидкости, вступает с ней в силовое взаимодействие, закручивает ее, что обуславливает передачу энергии двигателя потоку и приращение как скоростного, так и статического напора (сечения $IV-IV$ и $III-III$). Отвод 3 состоит из спрямляющего аппарата (см. рис. 1.3,а) или спирального кожуха (см. рис. 1.3,б) и диффузора 4. Лопастная решетка спрямляющего аппарата обеспечивает раскручивание потока и направление его параллельно оси, одновременно увеличивается статический напор и уменьшается скоростной (сечения $IV-IV$ и $V-V$). Вследствие увеличения живого сечения по длине в диффузоре происходит преобразование скоростного напора в статический (сечения $V-V$ и $II-II$).

В результате в полном напоре, создаваемом машиной, возрастает доля потенциальной энергии для перемещения жидкости по внешней сети.

Вопросы для самопроверки

1. По какому закону материалистической диалектики идет развитие шахтных вентиляторных и водоотливных установок?
2. Какие главные задачи совершенствования технического прогресса поставлены в решениях XXVII съезда КПСС?
3. Перечислите физические принципы, на которых строятся нагнетатели.
4. Перечислите гидравлические схемы объемных, лопастных и струйных нагнетателей и эргазлифтов.
5. Как определить полезную мощность насосов и вентиляторов?
6. Кто является изобретателем центробежных и осевых вентиляторов и насосов?
7. Какими русскими и советскими учеными разработаны основы теории и расчета шахтных вентиляторных и водоотливных установок?

2.1. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЛОПАСТНЫХ МАШИН

Основу рабочего процесса лопастных машин составляет силовое взаимодействие лопаток рабочих колес с потоком жидкости. Современная теория силового взаимодействия тела с обтекающим потоком создана Н. Е. Жуковским. Важным понятием этой теории является циркуляция [4].

Из гидромеханики известно, что если в потоке жидкости выделить произвольный контур l (рис. 2.1,а), а на нем элементарный участок dl , скорость в центре которого равна v , то циркуляция

$$\Gamma = \oint_l v_t dl, \quad (2.1)$$

где v_t — проекция вектора скорости на направление касательной к контуру, м/с.

Простейший вид циркуляционного движения — движение вязкой жидкости вокруг помещенного в нее вращающегося вала. Если при этом границы сосуда находятся на значительном расстоянии, то частицы движутся по concentрическим окружностям с постоянной на данном радиусе скоростью.

Важнейшими для теории лопастных машин свойствами циркуляции являются:

1) при пренебрежении рассеянием энергия циркуляции не зависит от контура, по которому определяется.

Для приведенного выше примера циркуляция по контуру с радиусом r $\Gamma_r = \oint v_r dl = 2\pi r v_r$, а по контуру с радиусом R соответственно $\Gamma_R = 2\pi R v_R$.

Так как по определению $\Gamma_r = \Gamma_R$, то

$$v_r = \frac{R v_R}{r}, \quad (2.2)$$

т. е. скорость жидкости с удалением от ротора уменьшается и в бесконечности становится равной нулю. С уменьшением радиуса скорость растет;

2) для циркуляционного движения при пренебрежении рассеянием энергии справедлива зависимость

$$p + \rho g z + \rho \frac{v^2}{2} = \text{const}, \quad (2.3)$$

где p — давление; ρ — плотность жидкости; g — ускорение свободного падения; z — расстояние по вертикали до плоскости сравнения.

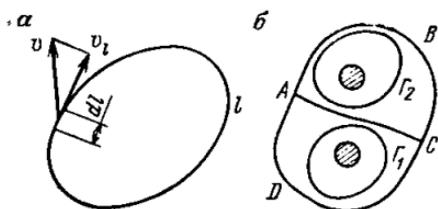


Рис. 2.1. Схемы циркуляции:
 а — по контуру; б — по контуру, охватывающему два ротора

Из последнего выражения следует, что с ростом скорости давление снижается. Поскольку давление p — величина конечная то существует предел роста скорости. Рассмотрим картину в горизонтальной плоскости, для которой $z=0$. Если речь идет о циркуляционном движении в свободной среде, заполненной воздухом, то при $r=\infty$ в соответствии с (2.2) $v=0$, а $p=p_a$. Таким образом, для нашего примера справедлива зависимость $p + \rho \frac{v^2}{2} = p_a$;

3) если контур не охватывает ни вихря, ни ротора, то циркуляция по нему равна нулю;

4) циркуляция по контуру, охватывающему несколько вихрей или роторов, равна сумме циркуляций.

Предположим, что в жидкости расположены два вращающихся ротора, циркуляции вокруг которых равны соответственно Γ_1 и Γ_2 (рис. 2.1, б). Необходимо определить циркуляцию по контуру $ADCBA$. Соединим точки A и C произвольной линией. Тогда в соответствии с изложенным $\Gamma_1 = \Gamma_{ADC} + \Gamma_{CA}$ и, следовательно, $\Gamma_{ADC} = \Gamma_1 - \Gamma_{CA}$; $\Gamma_2 = \Gamma_{CBA} + \Gamma_{AC}$ и $\Gamma_{CBA} = \Gamma_2 - \Gamma_{AC}$.

Нас интересует $\Gamma_{ABCDA} = \Gamma_{ADC} + \Gamma_{CBA}$. Так как в соответствии с (2.1) $\Gamma_{CA} = -\Gamma_{AC}$, то

$$\Gamma_{ADCBA} = \Gamma_1 + \Gamma_2, \quad (2.4)$$

что и требовалось доказать.

Рабочие колеса лопастных машин представляют собой решетку, состоящую из лопаток обычно крылового профиля. Крыло — хорошо обтекаемое тело конечной длины, имеющее в сечении переднюю закругленную и остро оканчивающуюся заднюю части. Одна сторона крыла довольно выпуклая, другая плоская или слабо вогнутая.

Рассмотрим обтекание крылового профиля плоскопараллельным потоком жидкости. Пусть скорость на достаточно большом, теоретически бесконечном удалении равна v_∞ . Набегающий поток в точке A (рис. 2.2, а) делится на две части. Пройдя над и соответственно под крылом, они при условии отсутствия срывов сольются в точке B . Так как кривизна поверхности ACB больше, чем ADB , то изложенное выше возможно только при условии, что скорость жидкости в точке C будет больше скорости в точке D . Подобная картина будет наблюдаться при наложении на плоскопараллельный поток циркуляционного. Для рассматриваемого потока справедлива зависимость (2.3). А это значит, что снизу на крыло будет действовать давление большее, чем

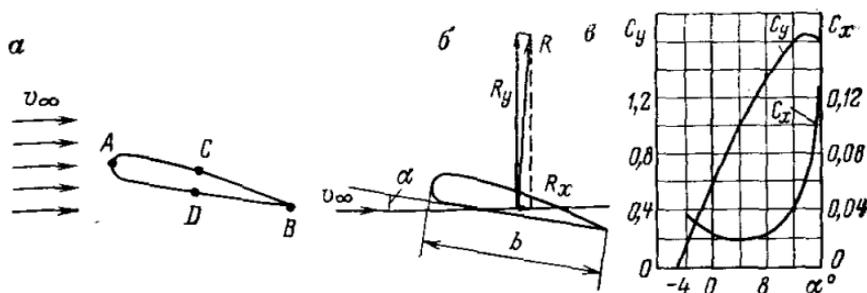


Рис. 2.2. Крыловой профиль обтекания плоско-параллельным потоком (а); действующие силы (б); характеристика (в)

сверху. Разность давлений и является причиной подъемной силы, действующей со стороны потока на крыло.

Впервые теорема о подъемной силе крыла была доказана Н. Е. Жуковским. Им установлено, что при обтекании крыла идеальной жидкостью подъемная сила равна произведению плотности жидкости на скорость невозмущенного потока, длину профиля и циркуляцию скорости по контуру, охватывающему его.

$$R_y = \rho v_\infty l \Gamma, \quad (2.5)$$

где R_y — подъемная сила; ρ — плотность; v_∞ — скорость; l — длина крыла; Γ — циркуляция скорости.

Подъемная сила направлена перпендикулярно к вектору v_∞ .

Для определения подъемной силы необходимо уметь вычислять циркуляцию скорости вокруг крыла. Аналитически сделать это трудно. При обтекании профиля потоком реальной вязкой жидкости направление силы, действующей на крыло R , не перпендикулярно к вектору v_∞ .

На рис. 2.2,б показаны крыло шириной b , направление вектора v_∞ , угол атаки α (между хордой и v_∞), положение вектора силы, действующей со стороны потока, и проекций этой силы на оси координат. Проекция R_y называется подъемной силой, а R_x — силой лобового сопротивления.

Определяют эти величины экспериментально продувкой крыльев в аэродинамических трубах.

Для обработки результатов опытов используют формулы следующего вида:

$$R_y = C_y b l \rho \frac{v_\infty^2}{2}; \quad (2.6)$$

$$R_x = C_x b l \rho \frac{v_\infty^2}{2}, \quad (2.7)$$

где C_y и C_x — коэффициенты соответственно подъемной силы и силы лобового сопротивления.

В формулах (2.6) и (2.7) bl — площадь крыла; $\rho \frac{v_\infty^2}{2}$ — гидро-

динамическое давление. Таким образом, коэффициенты C_y и C_x выступают как величины соотношения между R_y и R_x и силой $b\rho \frac{v_\infty^2}{2}$.

Зависимость коэффициентов C_y и C_x для данного крыла от угла атаки называют характеристикой профиля.

Коэффициент C_x — величина всегда положительная. При углах атаки, близких к нулю, сила лобового сопротивления имеет минимум. При повороте крыла в любую сторону от $\alpha=0$ растет проекция площади профиля на плоскость, перпендикулярную к вектору v_∞ , увеличивается сила R_x , а следовательно, и коэффициент C_x (рис. 2.2, в).

При углах атаки, близких к нулю, подъемная сила также близка к нулю. При росте угла α коэффициент C_y растет, так как увеличивается расстояние по верхней поверхности крыла между точкой встречи потока v_∞ и задней кромкой. Расстояние по нижней поверхности соответственно уменьшается. Следовательно, при безотрывном обтекании различие скоростей в потоке над и под крылом увеличивается. Это свидетельствует о росте циркуляции и, следовательно, об увеличении подъемной силы. При углах атаки, близких к $13-15^\circ$, коэффициент C_y достигает максимума. В дальнейшем поток с верхней поверхности крыла срывается и подъемная сила резко снижается. При значительных отрицательных углах атаки коэффициент C_y становится величиной отрицательной. Качество профиля характеризуется соотношением коэффициентов C_y и C_x . Для профилей шахтных осевых вентиляторов $C_y/C_x=50-70$. Зависимость коэффициента подъемной силы от угла атаки позволяет объяснить ряд важных эксплуатационных особенностей лопастных машин.

Пример. Определить подъемную силу, возникающую при обтекании крыла длиной $l=0,8$ м, шириной $b=0,5$ м потоком воздуха с углом атаки $\alpha=4^\circ$ (характеристика профиля крыла приведена на рис. 2.2, в). Из рисунка видно, что углу атаки 4° соответствует коэффициент подъемной силы $C_y=1$. Скорость воздуха $v=30$ м/с.

Значение подъемной силы по формуле (2.6)

$$R_y = 1 \cdot 0,8 \cdot 0,5 \cdot 1,2 \frac{900}{2} = 216 \text{ Н.}$$

Вопросы для самопроверки

1. Перечислите и охарактеризуйте основные свойства циркуляции.
2. Опишите механизм возникновения подъемной силы при обтекании крылового профиля потоком жидкости.
3. Что понимается под характеристикой профиля?

2.2. ПОДАЧА, НАПОР, ДАВЛЕНИЕ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ЛОПАСТНЫХ МАШИН

Для описания процессов в реальной лопастной машине используется широко применяемый в прикладных науках метод,

в соответствии с которым реальный объект первоначально заменяется теоретической машиной — идеализированной моделью, отражающей только основные стороны оригинала. Под теоретической будем понимать машину, рассеяние энергии в которой отсутствует. Для такой машины можно провести строгое математическое описание процессов. В последующем вносят коррективы, учитывающие влияние факторов, отличающих реальную машину от модели.

В теории лопастных машин определение подачи, напора, давления и установление связей между ними для идеализированной модели занимают центральное место.

Кинематика потока жидкости в рабочем колесе. Подача, напор, давление лопастных машин в решающей степени зависят от изменения скорости жидкости в рабочем колесе.

В дальнейшем рассматривается установившееся движение.

Реальная картина скоростей весьма сложная и трудноописуемая. Но основной объем информации, достаточно точные для практики результаты можно получить, сделав ряд весьма существенных упрощений.

Для рабочего колеса радиальной машины при построении модели распределения скоростей в потоке полагают, что, во-первых, частицы жидкости перемещаются послойно в плоскости, перпендикулярной к оси, т. е. считают, что по ширине межлопаточного канала смещение из слоя в слой отсутствует, во-вторых, принимают, что весь канал рабочего колеса заполнен активным потоком и под скоростью в межлопаточном пространстве понимается ее усредненное значение по ширине на данном радиусе.

При таких допущениях движение становится плоским — двухмерным. Абсолютная скорость c — скорость относительно неподвижного наблюдателя в этом случае может быть получена как геометрическая сумма переносной и относительной скоростей. Переносная скорость — скорость соответствующего участка межлопаточного канала в любой точке может быть определена как $u = \omega r$, где ω — угловая скорость вала; r — соответствующий радиус.

Относительная скорость ω — скорость относительно межлопаточного канала. Ее можно определить, разместив соответствующим образом измерительный прибор на лопатке. Относительная скорость зависит от подачи машины и при сравнительно большом числе лопаток имеет направление, близкое к касательной к ним.

Для определения основных параметров лопастной машины достаточно знать скорости на входе и выходе из рабочего колеса. Кинематическим параметрам потока на входе принято приписывать индекс 1, а на выходе — 2.

Переносная скорость на выходе из рабочего колеса $u_2 = \omega R$, где R — радиус колеса. На входе переносная скорость $u_1 = \omega r$ (r — радиус входа в межлопаточный канал). Векторы u_2 и u_1 имеют направление касательных к соответствующим окружностям (рис. 2.3,а). Показаны также векторы относительных и аб-

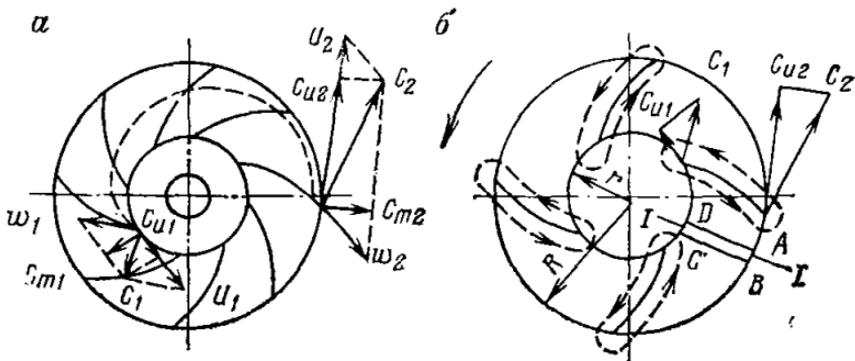


Рис. 2.3. Рабочее колесо радиальной турбомашины: схема и параллелограммы скоростей в потоке (а); схема циркуляции (б)

солютных скоростей на входе и выходе. Пунктиром отмечена траектория движения частицы жидкости в рабочем колесе. Для дальнейших выкладок необходимо знать проекции абсолютной скорости на радиус и на направление вращения. Эти величины для входного и выходного сечений помечены c_{m1} , c_{m2} и соответственно c_{u1} и c_{u2} (рис. 2.3, а, б).

При рассмотрении модели кинематики потока в рабочем колесе осевой машины принимаются следующие допущения:

1) перемещение частиц по длине лопаток отсутствует, т. е. считают, что если круговым цилиндрическим сечением произвольного радиуса выделить поверхность, пересекающую рабочее колесо (рис. 2.4, а), а затем, изменив на бесконечно малое значение радиус, провести второе подобное сечение, то частицы жидкости, вошедшие из подвода в выделенный слой, будут двигаться в даль-

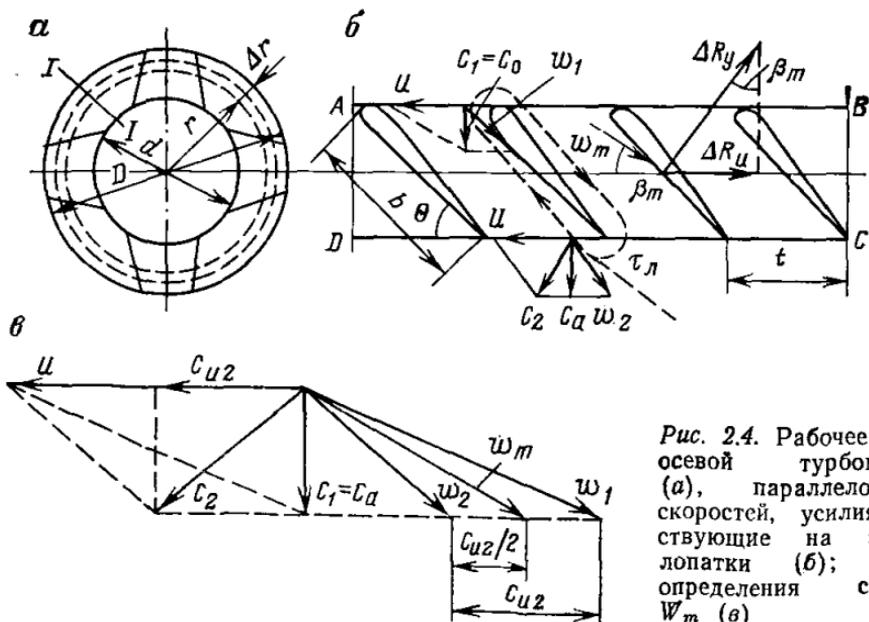


Рис. 2.4. Рабочее колесо осевой турбомашины (а), параллелограммы скоростей, усилия, действующие на элемент лопатки (б); график определения скорости W_m (в)

нейшем только по нему, без смешивания с остальным потоком. Необходимо обратить внимание, что для слоев с различными радиусами переносные скорости будут разными;

2) принимают, как и для радиальной машины, что весь межлопаточный канал заполнен активным потоком, а под скоростью понимается ее усредненное значение по ширине канала на данном радиусе, в данном конкретном сечении, перпендикулярном к оси.

Условно плоскостью, проходящей через ось (на рис. 2.4,а сечение $I-I$), рассечем выделенный элементарный слой и развернем разрезанное кольцо на плоскость (рис. 2.4,б).

Система лопаток образует плоскую решетку, линии AB и DC которой называются соответственно передним и задним фронтами, а линия AD — осью. Угол между направлением вращения и хордой лопатки θ называется углом ее установки; величина t — шагом решетки, а параметр b/t — густотой. К потоку в выделенном элементарном слое полностью можно применить рассуждения о параллелограммах скоростей, приведенные выше. Абсолютная скорость на входе и выходе будет определяться как геометрическая сумма переносной и относительной скоростей.

Для данного слоя переносная скорость $u = \omega r$ одинакова и для входного, и для выходного сечений.

На входе относительная скорость, как и для радиальной машины, зависит от наличия в подводе закручивающих поток устройств. Если полагать, что поток до рабочего колеса не закручен, то абсолютная скорость во входном сечении будет направлена вдоль оси, а значение ее определится подачей лопастной машины. В этом случае вектор относительной скорости w_1 найдем как геометрическую разность абсолютной c_1 и переносной u скоростей.

При обтекании лопаток рабочих колес потоком вокруг них возникает циркуляция скорости. Циркуляционный поток, накладываясь на транзитный, обеспечивает поворот на некоторый угол в сторону вращения колеса вектора относительной скорости на выходе из контрольного слоя в сравнении с направлением вектора w_1 (на рис. 2.4,б оно показано пунктиром). Величина вектора w_2 определяется подачей машины. Абсолютная скорость на выходе будет найдена геометрическим суммированием u и w_2 . Проекции скоростей c_1 и c_2 на ось в соответствии с уравнением неразрывности одинаковы, их обозначают c_a ; проекции c_1 и c_2 на направление переносных скоростей — соответственно c_{u1} и c_{u2} .

Теоретическая подача лопастной машины. Теоретическая подача — количество жидкости, перемещаемое лопастной машиной в единицу времени без учета утечек. Ее можно определить в принципе как расход через любое сечение потока. В теории лопастных машин в качестве контрольного принимается сечение на выходе из рабочего колеса. Очевидно, что это сечение для радиальной машины равно площади боковой поверхности цилиндра диаметром D_2 и высотой, равной ширине колеса b_2 , за вычетом площади сечения выходных кромок лопаток; $S = \pi D_2 b_2 -$

$-b_2 \Delta l z$, где Δl — длина косого среза лопасти; z — число лопаток.

Известно, что для определения расхода жидкости площадь сечения потока необходимо умножить на нормальную к нему составляющую средней скорости. Такой скоростью является c_{m2} .

Таким образом,

$$Q_T = K_{cл} D_2 b_2 c_{m2}, \quad (2.8)$$

где $K_c = 1 - \frac{\Delta l z}{\pi D_2}$ — коэффициент стеснения потока лопатками на выходе из рабочего колеса.

Для осевой машины сечением потока на выходе из рабочего колеса будет сечение $S = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$, где D — внешний диаметр колеса; d — диаметр втулки.

Выходные кромки лопаток рабочих колес осевых машин выполняются острыми, поэтому поток они не стесняют. Проекция абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса на нормаль к сечению S равна c_a .

Следовательно, теоретическая подача осевой машины

$$Q_T = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) c_a. \quad (2.9)$$

Теоретический напор, давление. В теоретической машине вся энергия, подводимая к валу, полностью передается потоку жидкости. Напор, давление такой лопастной машины будем называть теоретическим.

Мощность, подводимая к рабочему колесу от двигателя, $N = M\omega$, где M — момент вращения; ω — угловая скорость колеса.

Мощность потока, как отмечалось выше, $N_p = p_T Q_T$, где p_T — теоретическое давление машины.

Так как для теоретической лопастной машины $N = N_p$, то

$$p_T = \frac{M\omega}{Q_T}. \quad (2.10)$$

Расход жидкости через выделенное кольцевое сечение (см. рис. 2.4,а)

$$\Delta Q_T = 2\pi r \Delta r c_a. \quad (2.11)$$

Энергия, передаваемая потоку, протекающему через контрольное сечение в единицу времени, $\Delta N = \Delta M \omega$, где ΔM — элементарный момент.

Подставив в выражение (2.10) в числитель $\Delta M \omega$, а в знаменатель расход ΔQ_T из зависимости (2.11), получим

$$p_T = \frac{\Delta M \omega}{2\pi r \Delta r c_a}. \quad (2.12)$$

Определим элементарный момент ΔM . При обтекании единичного профиля потоком идеальной жидкости (теоретическая машина перемещает именно такую жидкость) на него действует подъемная сила R_y , направленная перпендикулярно к вектору относительной к крылу скорости v_∞ .

В нашем случае относительный поток до крыла имеет скорость ω_1 . Но в машине мы имеем дело с системой крыльев, образующих решетку. Решетка закручивает поток, и на выходе он имеет относительную скорость ω_2 . Н. Е. Жуковский и С. А. Чаплыгин показали, что и в этом случае подъемную силу, действующую на крыло, можно определять по формуле (2.5). Только в качестве скорости v_∞ следует подставлять геометрическую полусумму ω_m относительных скоростей ω_1 и ω_2 . На рис. 2.4,в помещены треугольники скоростей на входе и выходе из рабочего колеса применительно к случаю, представленному на рис. 2.4,б (скорость направлена по оси, т. е. $c_1=c_a$).

Элементарный момент

$$\Delta M = rz \Delta R_u, \quad (2.13)$$

где z — число лопаток рабочего колеса; ΔR_u — проекция подъемной силы на направление вращения.

Так как $\Delta R_u = \Delta R_y \sin \beta_m$, то, заменив силу ΔR_y зависимостью (2.5) с учетом $l = \Delta r$, получим $\Delta R_u = \rho \omega_m \Gamma_l \Delta r \sin \beta_m$, где Γ_l — циркуляция вокруг лопатки.

Подставив в выражение (2.13) значение силы ΔR_u с учетом, что $\omega_m \sin \beta_m = c_a$, а $\Gamma = z \Gamma_l$, где Γ — циркуляция, создаваемая всеми элементами лопаток, определим

$$\Delta M = \rho c_a \Delta r \Gamma r. \quad (2.14)$$

Решив совместно уравнения (2.12) и (2.14), найдем

$$p_\tau = \frac{\rho \Gamma \omega}{2\pi}. \quad (2.15)$$

Для определения Γ необходимо выбрать контур, который охватывал бы циркуляционные потоки, создаваемые всеми элементами лопаток рабочего колеса. Таким, как следует из рис. 2.4,б, является контур $ABCD A$.

Циркуляция по нему $\Gamma_{ABCD A} = \Gamma = \Gamma_{AB} + \Gamma_{BC} + \Gamma_{CD} + \Gamma_{DA}$.

Анализируя последнее выражение, необходимо, во-первых, отметить, что поскольку BC и DA — одна линия — линия разреза кольца, то $\Gamma_{BC} = -\Gamma_{DA}$ и, следовательно, $\Gamma_{BC} + \Gamma_{DA} = 0$, во-вторых, в конкретных условиях, показанных на рис. 2.4,б, $c_{u1} = 0$ и $\Gamma_{AB} = 0$. Но в общем случае поток на входе в рабочее колесо может быть закручен по направлению вращения последнего или против, т. е. в общем случае $c_{u1} \geq 0$. Если $c_{u1} \neq 0$, то в соответствии с зависимостью (2.1):

циркуляция на входе в рабочее колесо $\Gamma_1 = \Gamma_{AB} = \pm 2\pi r c_{u1}$;

циркуляция в потоке за рабочим колесом $\Gamma_2 = \Gamma_{CD} = 2\pi r c_{u2}$.

Таким образом, в общем случае циркуляция, создаваемая колесом лопастной машины, $\Gamma = \Gamma_2 - \Gamma_1$ или

$$\Gamma = 2\pi r (c_{u2} \pm c_{u1}). \quad (2.16)$$

Следует иметь в виду, что случай $+c_{u1}$ имеет больше теоретическое значение, так как при этом реальное увеличение давления оказывается весьма незначительным вследствие резкого роста потерь в рабочем колесе.

Подставив из зависимости (2.16) значение циркуляции в уравнение (2.15), получим широко применяемое на практике выражение для определения теоретического давления осевой лопастной машины:

$$p_T = \rho u (c_{u2} \pm c_{u1}). \quad (2.17)$$

Для перехода к напору обе части последнего уравнения необходимо разделить на относительную плотность жидкости:

$$H_T = \frac{u}{g} (c_{u2} \pm c_{u1}). \quad (2.18)$$

Задача науки состоит в том, чтобы за множеством внешних сторон и черт рассматриваемого процесса установить его сущность — внутренние, глубинные основы. Сущность рабочего процесса лопастной машины состоит в передаче энергии жидкости при силовом взаимодействии лопаток вращающегося рабочего колеса с потоком. Известно, что непосредственное выражение есть явление. Для лопастных машин оно состоит в закручивании потока. Познание сущности важно потому, что явление часто дает обманчивое представление о процессе. Последнее характерно и для рассматриваемого случая. Закручивание потока в машине может происходить и в неподвижных элементах проточной части, например в направляющем аппарате перед рабочим колесом. Но энергия жидкости при этом не передается.

При обтекании лопаток рабочего колеса радиальной лопастной машины, так же как и в осевой, вокруг лопаток возникает циркуляция скорости. Накладываясь на основной поток, циркуляционные потоки создают разные скорости в зонах перед и за лопатками. В области высоких скоростей давление снижается. Так как энергия передается жидкости от колеса, то направление циркуляционных потоков будет таким, что сила перепада давления создает момент сопротивления вращению. На схеме рабочего колеса (см. рис. 2.3, б) стрелкой указано направление вращения вала, а пунктирными линиями даны циркуляционные потоки вокруг лопаток. Показаны также векторы абсолютных скоростей на входе и выходе из рабочего колеса и их составляющие c_{u1} и c_{u2} . Вследствие того что сущность рабочего процесса радиальной машины такая же, как и осевой (силовое взаимодействие движущихся лопаток с обтекающим потоком), то при расчете давления рассматриваемой машины можно использовать уравнение (2.15).

Для определения циркуляции, создаваемой рабочим колесом, контур должен быть единым и охватывать все рабочие лопажки. Условно разрежем рабочее колесо плоскостью $I-I$ (см. рис. 2.3,б). Мысленно разогнем колесо так, чтобы по сечению образовался зазор. Тогда контур $ABCD$ будет полностью удовлетворять поставленным выше требованиям.

Циркуляция, создаваемая рабочим колесом,

$$\Gamma = \Gamma_{ABCD} = \Gamma_{AB} + \Gamma_{BC} + \Gamma_{CD} + \Gamma_{DA}.$$

Известно, что $\Gamma_{BC} + \Gamma_{DA} = 0$. На рис. 2.3,б показано, что $\Gamma_{AB} = 2\pi R c_{u2}$, а $\Gamma_{CD} = -2\pi r c_{u1}$. Поток на входе в рабочее колесо может быть закручен в противоположную сторону и тогда $\Gamma_{CD} = 2\pi r c_{u1}$, c_{u1} может отсутствовать. В общем случае $\Gamma_{CD} \cong 0$.

Таким образом, циркуляция, создаваемая колесом радиальной лопастной машины, $\Gamma = 2\pi(Rc_{u2} \pm rc_{u1})$. Подставив ее значение в выражение (2.15), получим

$$p_T = \rho(u_2 c_{u2} \pm u_1 c_{u1}), \quad (2.19)$$

где $u_2 = R\omega$ — линейная скорость выходных кромок лопаток рабочего колеса; $u_1 = r\omega$ — переносная скорость на входе.

Разделив правую и левую части уравнения (2.19) на относительную плотность жидкости, получим формулу для определения теоретического напора радиальной машины:

$$H_T = \frac{u_2 c_{u2} \pm u_1 c_{u1}}{g}. \quad (2.20)$$

Выражение в таком виде впервые получил Л. Эйлер. Нетрудно видеть, что зависимости (2.17), (2.18), (2.19) и (2.20) являются модификациями одного и того же уравнения, которое называется основным уравнением лопастной машины.

Основное уравнение лопастных машин достаточно просто можно получить, применив к потоку жидкости, протекающему через рабочее колесо, закон моментов. В соответствии с ним производная по времени от момента количества движения выделенной массы относительно некоторой оси равна сумме моментов внешних сил относительно той же оси:

$$\frac{d(mc_{ur})}{dt} = \Sigma M, \quad (2.21)$$

где m — масса выделенного объема жидкости; c_u — проекция скорости на направление вращения; r — радиус; t — время; ΣM — сумма моментов внешних сил.

Масса жидкости, протекающая через рабочее колесо теоретической лопастной машины за время dt ,

$$m = \rho Q_T dt. \quad (2.22)$$

Изменение момента количества движения $d(mc_{ur}) = K_2 - K_1$, где K_2 и K_1 — моменты количества движения выделенного объема жидкости на выходе и входе рабочего колеса.

Для радиальной машины $K_2 = mc_{u2}R$; $K_1 = mc_{u1}r$.

С учетом (2.22) и выражения для моментов количества движения

$$\frac{d(mc_{u}r)}{dt} = \rho Q_T (c_{u2}R - c_{u1}r). \quad (2.23)$$

При течении через рабочее колесо идеальной жидкости действующие силы обусловлены давлением лопаток на поток, а также давлениями p_1 и p_2 на входе и выходе из рабочего колеса. Давления p_1 и p_2 формируют радиальные силы, моменты которых относительно оси вращения равны нулю. Сумма моментов сил давления лопаток на поток в соответствии с изложенным выше

$$\Sigma \vec{M} = \frac{N_p}{\omega}, \quad (2.24)$$

где N_p — полезная мощность; ω — угловая скорость.

Для теоретической лопастной машины

$$N_p = \rho_T Q_T. \quad (2.25)$$

Решив совместно уравнения (2.21), (2.23), (2.24) и (2.25), получим $\rho Q_T (c_{u2}R - c_{u1}r) = \frac{\rho_T Q_T}{\omega}$ или

$$\rho_T = \rho (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}). \quad (2.26)$$

Модель лопастной машины с бесконечным числом лопаток. В теории лопастных машин широко используется гипотетическая модель радиального рабочего колеса с бесконечным числом лопаток. В таком колесе поток жидкости разделен на элементарные струйки, форма которых полностью соответствует форме межлопаточных каналов. Относительные скорости при этом во всех точках проточной части колеса касательны к лопаткам и на любой цилиндрической поверхности данного радиуса одинаковы. Переносные скорости на входе и выходе из колеса известны. Так как направление относительных скоростей $w_{1\infty}$ и $w_{2\infty}$ теперь точно соответствует формам входных и выходных кромок лопаток, то при данной подаче, когда известны значения c_{m1} и c_{m2} , параллелограммы скоростей становятся определенными. Их легко построить и, следовательно, легко вычислить теоретический напор такой машины:

$$H_{\infty} = \frac{u_2 c_{u2\infty} \pm u_1 c_{u1\infty}}{g}. \quad (2.27)$$

При конечном числе лопаток точное положение векторов усредненных относительных скоростей нам не было известно, а значит, и неизвестно было положение векторов c_1 и c_2 . Мы не могли определить скорости закручивания c_{u1} , c_{u2} и не могли рассчитать по формуле (2.19) или (2.20) давление или напор теоре-

тической машины. Модель машины с бесконечным числом лопаток снимает эти ограничения.

Но машина с бесконечным числом лопаток существует только в нашем воображении. В действительности число лопаток конечно. При их обтекании возникает циркуляция скорости. Циркуляционный поток, накладываясь на относительный поток в межлопаточном канале, приводит к снижению скорости перед лопаткой и росту за ней. Таким образом, реально даже на режимах безотрывного обтекания на данном радиусе относительные скорости потока в межлопаточном канале III оказываются различными (рис. 2,5,а). Подобную картину можно получить, наложив

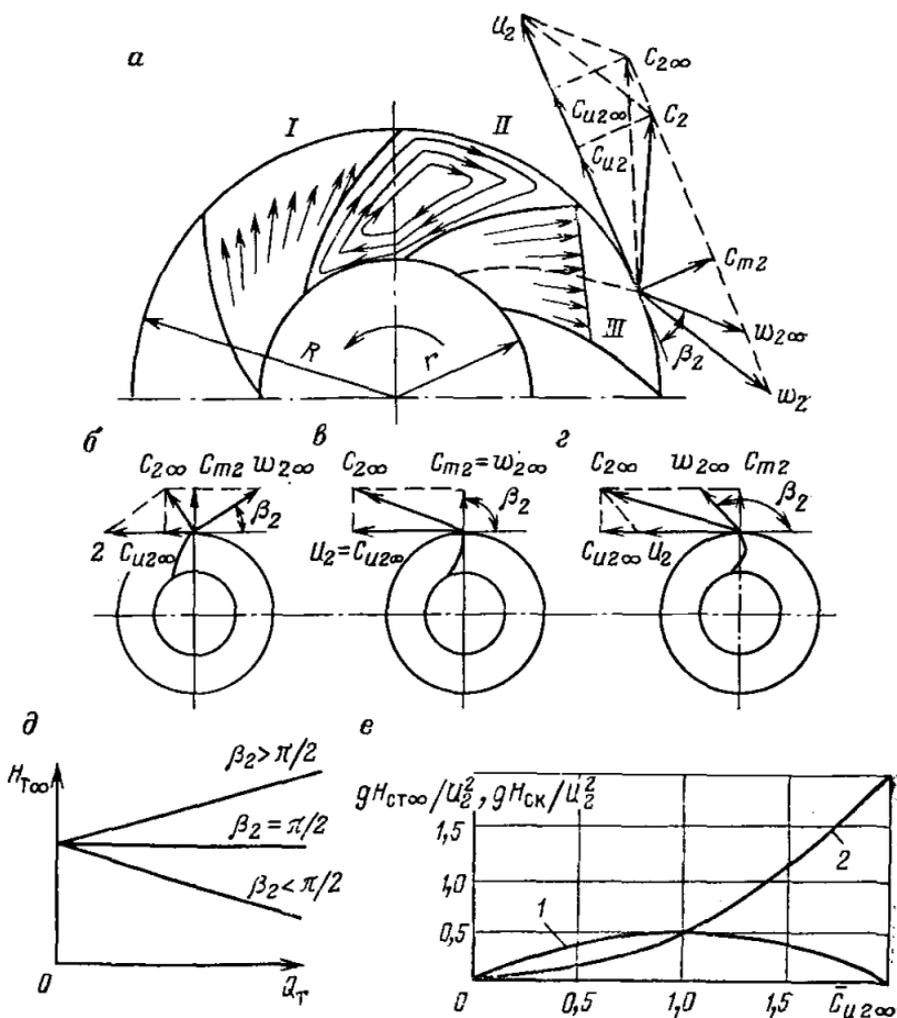


Рис. 2.5. Теоретические характеристики турбомашин:

к определению коэффициента циркуляции (а); влияние угла выхода лопаток на скорость закручивания C_{u2} (б, в, г); зависимость теоретического напора от теоретической подачи (д); зависимость напоров от относительной скорости закручивания (е) — статического 1 и скоростного 2

на относительный поток с одинаковыми (канал I) скоростями на данном радиусе циркуляционный (канал II). Этот поток направлен в сторону, противоположную вращению вала. Он изменяет не только значение, но и направление вектора относительной скорости на выходе из рабочего колеса. Циркуляционный поток вызывает отклонение вектора относительной скорости в сторону, противоположную вращению рабочего колеса. Таким образом, при неизменной переносной скорости u_2 , средней радиальной c_{m2} в реальной машине на выходе вектор усредненной относительной скорости ω_2 имеет направление, отличающееся от касательной к лопатке. Последнее ведет к уменьшению скорости закручивания и теоретического напора.

Разность между значениями $H_{T\infty}$ и H_T не связана с потерями напора. На создание этой разности энергия двигателя не расходуется. Различие между напорами $H_{T\infty}$ и H_T учитывается коэффициентом циркуляции $K_{\text{ц}}$: $H_T = K_{\text{ц}} H_{T\infty}$.

Для случая $c_{u1} = 0$

$$H_T = \frac{u_2 c_{u2}}{g}, \quad (2.28)$$

$$\text{а } H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{u2\infty}}{g}. \quad (2.29)$$

Таким образом, коэффициент циркуляции $K_{\text{ц}} = c_{u2}/c_{u2\infty}$.

Значение $K_{\text{ц}}$ для различных конструкций колес находится в пределах 0,7—0,9. Вопросу установления зависимости коэффициента циркуляции от числа, формы лопаток и других конструктивных параметров посвящено много исследований видных ученых в области турбомашиностроения.

Теоретические характеристики лопатных машин. Важнейшей характеристикой лопатной машины является напорная. Она представляет собой зависимость напора или давления от подачи при постоянной линейной скорости выходных кромок лопаток рабочего колеса, а также плотности и вязкости жидкости в подводе. Без напорной характеристики нельзя ответить на вопрос, будет ли обеспечен в данной сети необходимый расход жидкости.

Для упрощения выкладок будем полагать, что скорость закручивания потока на входе в рабочее колесо отсутствует. В этом случае теоретический напор $H_{T\infty}$ определяется по формуле (2.29). Выразим скорость $c_{u2\infty}$ через подачу Q_T (см. рис. 2.5, а) $c_{u2\infty} = u_2 - c_{m2} \operatorname{ctg} \beta_2$, где β_2 — угол выхода лопаток из рабочего колеса.

Из выражения (2.8)

$$c_{m2} = \frac{Q_T}{K_{\text{с}} \pi D_2 b_2}.$$

После подстановки скорости c_{m2} в формулу для $c_{u2\infty}$, используя выражение (2.29), получим

$$H_{T\infty} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{K_{\text{с}} \pi D_2 b_2} Q_T \right).$$

В соответствии с изложенным $H_T = K_u H_{T\infty}$, следовательно, уравнение напорной характеристики теоретической лопастной машины имеет вид

$$H_T = K_u \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{\text{ctg } \beta_2}{K_c \pi D_2 b_2} Q_T \right). \quad (2.30)$$

Как следует из последнего выражения, при $K_u = \text{const}$ зависимость напора H_T от подачи Q_T — линейная.

Все рабочие колеса радиальных машин по углу выхода лопаток β_2 можно разделить на три группы: колеса с лопатками, загнутыми назад, — $\beta_2 < \pi/2$ (рис. 2.5,б); колеса с радиальными лопатками — $\beta_2 = \pi/2$ (рис. 2.5,в); колеса с лопатками, загнутыми вперед, — $\beta_2 > \pi/2$ (рис. 2.5,г). При $\beta_2 < \pi/2$ с ростом подачи напор снижается; при $\beta_2 = \pi/2$ он не зависит от подачи, а при $\beta_2 > \pi/2$ напор растет (рис. 2.5,д).

Для осевых машин

$$H_T = K_u \frac{u}{g} \left[u - \frac{\text{ctg } \beta_2'}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)} Q_T \right], \quad (2.31)$$

где β_2' — угол притекания потока на выходе из рабочего колеса.

Так как для осевых турбомашин всегда $\beta_2 < \pi/2$, то напор, давление, их с ростом подачи снижается.

Чем выше напор лопастной машины при данной подаче и прочих равных условиях, тем, естественно, лучше. Но, как известно, каждый предмет является единством ряда сторон, ряда противоположностей. И, только учтя все, мы сможем сделать правильный вывод о том, как следует действовать в данных конкретных условиях.

К.п.д. лопастной машины зависит от того, какова в напоре, создаваемом рабочим колесом, доля статического и какова скоростного. Основная часть скоростного напора, создаваемого рабочим колесом, должна быть превращена в отводе в статический. Этот процесс сопровождается рассеянием энергии. Поэтому при прочих равных условиях к.п.д. машины тем выше, чем больше в напоре, создаваемом рабочим колесом, доля статического напора.

В общем случае скоростной напор, создаваемый рабочим колесом,

$$H_{ск} = c_2^2 / 2g - c_1^2 / 2g.$$

Рабочие колеса радиальных машин проектируют так, чтобы $c_{m2} = c_{m1}$. Если при этом $c_{u1} = 0$, то $H_{ск} = c_{u2}^2 / 2g$.

Введем понятие относительная скорость закручивания, под которой будем понимать $\bar{c}_{u2} = c_{u2} / u_2$.

$$\text{С учетом последнего } H_{ск} = \frac{u_2^3}{2g} \bar{c}_{u2}^2.$$

Известно, что статический напор $H_{ст} = H - H_{ск}$. Для машин с бесконечным числом лопаток

$$H_{ст\infty} = \frac{u_2 c_{u2\infty}}{g} - \frac{c_{u2\infty}^2}{2g}.$$

Через скорость $\bar{c}_{u2\infty}$ статический напор машины с бесконечным числом лопаток выразится следующим образом:

$$H_{ст\infty} = \frac{u_2^2 \bar{c}_{u2\infty}}{g} \left(1 - \frac{\bar{c}_{u2\infty}}{2} \right).$$

Так как $H_{т\infty} = \frac{u_2^2 \bar{c}_{u2\infty}}{g}$,

то доля статического напора в полном — степень реактивности

$$\rho_T = 1 - \frac{\bar{c}_{u2\infty}}{2}.$$

Практику интересуют режимы, для которых $0 < \bar{c}_{u2\infty} < 2$. При $\bar{c}_{u2\infty} = 0$ теоретический напор машины равен нулю, а при $\bar{c}_{u2\infty} = 2$ равен нулю статический.

Для колес с радиальными лопатками $\bar{c}_{u2\infty} = 1$; для колес с лопатками, загнутыми вперед, $\bar{c}_{u2\infty} > 1$ и для колес с лопатками, загнутыми назад, $\bar{c}_{u2\infty} < 1$. Таким образом, для первых $H_{ст\infty} = 0,5 H_{т\infty}$, для вторых $H_{ст\infty} < 0,5 H_{т\infty}$, а для третьих $H_{ст\infty} > 0,5 H_{т\infty}$. Следовательно, в одинаковых условиях к.п.д. лопастной машины будет тем больше, чем угол β_2 меньше.

Зависимость статического и скоростного напоров от относительной скорости закручивания показана на рис. 2.5,е соответственно кривыми 1 и 2.

Выбор угла выхода лопаток рабочего колеса радиальных машин зависит от необходимого отношения статического напора к скоростному во внешней сети.

Для насосов статический напор на один и более порядков больше скоростного, а для получения высоких значений к.п.д. желательно, чтобы в рабочем колесе создавался напор с соответствующим отношением статического и скоростного напоров. Если принять, что статический напор составляет 90% полного, то относительная скорость закручивания должна быть 0,2. Следовательно, лопатки рабочего колеса насосов всех типов должны быть загнуты назад (см. рис. 2.5,б) и угол выхода находится в пределах 20—50°.

Угол поворота лопаток рабочего колеса радиальных (центробежных) вентиляторов применяют равным, большим и меньшим $\pi/2$ в зависимости от особенностей внешней сети.

Для проветривания газовых глубоких шахт большой производственной мощности необходимо высокое статическое давление (до 6000 Па).

Скорость выхода воздуха у диффузора вентилятора не превышает 30 м/с, что соответствует гидродинамическому давлению 540 Па. Следовательно, для получения в этих условиях высокого к.п.д. вентилятора необходимо, чтобы в колесе отношение напоров статического к скоростному было равно 10, чтобы статическое давление составляло 90 % полного теоретического, созданного в колесе. Это может быть получено, если относительная скорость закручивания будет составлять 0,2 — лопатки загнуты назад (см. рис. 2.5,б). Последним объясняется то, что у современных высоконапорных шахтных центробежных вентиляторов применяются рабочие колеса «насосного» типа с лопатками, загнутыми назад.

При относительной скорости закручивания >1 полное давление, создаваемое колесом, значительно меньше, чем колес с лопатками, загнутыми вперед. Поэтому для получения высоких его значений требуется большая (более 80 м/с) линейная скорость.

Для вентиляции зданий, осуществляемой вентиляторами общего назначения, требуются сравнительно низкие статические давления, менее 0,5 от полного. В этих условиях рационально применять рабочие колеса с лопатками, загнутыми вперед. В таких рабочих колесах можно получить необходимый полный напор при скоростях значительно меньших, чем при лопатках, загнутых назад. Как следствие, достигается низкий уровень шума и уменьшаются габариты машины, что очень важно для этого типа вентилятора.

Мощность, передаваемая потоку теоретической лопастной машиной, $N_T = \rho g Q_T H_T$.

Подставив в последнее выражение значение H_T из формулы (2.30), получим уравнение зависимости мощности от подачи:

$$N_T = \rho K_{ц} Q_T u_2 \left(u_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{K_c \pi D_2 b_2} Q_T \right). \quad (2.32)$$

Как следует из выражения (2.32), зависимость мощности N_T от подачи Q_T для колес с углами $\beta_2 = \pi/2$ является линейной, а при углах $\beta_2 \neq \pi/2$ — параболической.

Примеры.

1. Определить теоретическую подачу и напор центробежного насоса, если: диаметр колеса $D_2 = 0,4$ м; ширина колеса $b_2 = 0,03$ м; меридиональная скорость $c_m = 3$ м/с; коэффициент стеснения $K_c = 0,8$ и частота вращения $n = 2450$ мин⁻¹. По формуле (2.8) находим

$$Q_T = 0,8 \cdot 3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,03 \cdot 3 = 0,09 \text{ м}^3/\text{с} \text{ или } 324 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Теоретический напор при бесконечном числе лопаток, если отсутствует циркуляция на входе в колесо ($c_{u1} = 0$), определяется по формуле (2.29).

$$\text{Переносная (окружная) скорость } u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 1450}{60} = 30,4 \text{ м/с},$$

скорость закручивания $c_{u2\infty} = \bar{c}_{u2} u_2$. Относительная скорость закручивания для насосов $\bar{c}_{u2} = 0,2$ и $c_{u2} = 0,2 \cdot 30,4 = 6,1$ м/с.

Подставляя численные значения в формулу (2.28), получаем

$$H_{\infty} = \frac{30,4 \cdot 6,1}{9,81} = 19 \text{ м.}$$

2. Определить теоретическую подачу и давление рабочего колеса осевого вентилятора, если: диаметр рабочего колеса $D_2=2$ м; диаметр втулки $d=1,6$ м; осевая скорость $c_a=20$ м/с; частота вращения $n=1000$ мин⁻¹; закручивание на входе отсутствует ($c_{u1}=0$), $\bar{c}_{u2}=0,25$.

По формуле (2.9) находим теоретическую подачу

$$Q_T = \frac{3,14}{4} (4 - 2,56) 20 = 22,6 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Теоретическое давление $p_{T\infty} = \rho u_2 c_{u2\infty}$,

где ρ — плотность воздуха — 1,2 кг/м³; u_2 — переносная (окружная) скорость,

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 1000}{60} = 105 \text{ м/с;}$$

$c_{u2\infty} = \bar{c}_{u2} u_2$ — скорость закручивания.

В нашем случае $c_{u2\infty} = 0,25 \cdot 105 \approx 26,2$ м/с.

Подставляя численные значения в формулу теоретического давления, получаем $p_{T\infty} = 1,2 \cdot 105 \cdot 26,2 \approx 3330$ Па.

Вопросы для самопроверки

1. Известны значения и направления относительной скорости u_2 , а также скорости закручивания c_{u2} . Определить абсолютную скорость c_2 .

2. Что понимается под теоретической подачей лопастной машины Q_T ? Запишите формулу для определения теоретической подачи осевой машины.

3. Сделайте вывод формулы для теоретического давления лопастной машины.

4. Определите циркуляцию, создаваемую рабочим колесом радиальной машины.

5. Какова сущность модели лопастной машины с бесконечным числом лопаток?

6. Запишите уравнение напорной характеристики теоретической лопастной машины. Как влияет угол выхода лопаток из рабочего колеса на теоретический напор?

2.3. ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ МАШИН

Под индивидуальными характеристиками понимается графическая зависимость основных параметров лопастной машины: напора (давления), мощности и к.п.д. от подачи при постоянных частоте вращения вала, вязкости и плотности жидкости в подводе. В реальной машине в отличие от теоретической наблюдается рассеяние энергии. Различают гидравлические, объемные и механические потери.

Потери напора в лопастной машине. Потери напора оказывают решающее влияние на характер зависимости напора, давления машины от подачи. Потери напора обусловлены трением жидкости о стенки проточной части, завихрениями и отрывом потока при изменении величины или направления его скорости.

Из курса гидравлики [3] известно, что потери напора на трение в канале произвольной формы $\Delta H_T = \psi \frac{lv^2}{R2g}$, где ψ — коэф-

коэффициент потерь l , R — соответственно длина и гидравлический радиус канала; v — средняя скорость в потоке.

Если выразить скорость через расход, то после преобразований получим зависимость $\Delta H_T = K_1 Q^2$, где $K_1 = \frac{l}{2gRS^2}$ — постоянная для данной машины величина, учитывающая длины, гидравлические радиусы и коэффициенты потерь отдельных участков проточной части; S — площадь поперечного сечения канала.

При расширении канала наблюдаются так называемые диффузорные потери напора, которые, как и потери на трение, пропорциональны квадратам расхода: $\Delta H_d = K_2 Q^2$, где K_2 — константа для данной лопастной машины.

Потери ΔH_T и ΔH_d можно объединить в одну группу. График зависимости потерь $\Delta H_T + \Delta H_d = \Delta H$ от подачи Q на рис. 2.6 изображен кривой 2.

Вторая группа — потери на вихреобразование и удар. Они наблюдаются в потоке в первую очередь при входе и выходе из рабочего колеса. Рассмотрим на примере входа в рабочее колесо их природу.

Предположим, что к рабочему колесу поток притекает незакрученным, т. е. предположим, что $c_{u1} = 0$. Разделив подачу машины на сечение межлопаточных каналов при входе, получим скорость c_1 . При данном значении u_1 из параллелограмма скоростей определим значение и направление скорости w_1 . Предположим, что при подаче Q_0 вектор относительной скорости w_1 (рис. 2.7, а) направлен по касательной к входной кромке лопатки. В этом случае вход потока в межлопаточный канал будет плавным, а потери на удар и вихреобразования равны нулю.

Теперь предположим, что подача уменьшилась до Q_1 . Ей будет соответствовать абсолютная скорость на входе в колесо $c_1^1 <$

Рис. 2.6. Графики зависимости потерь напора от подачи

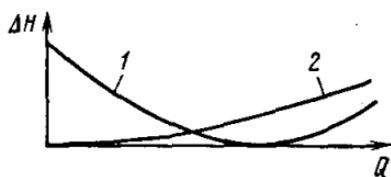
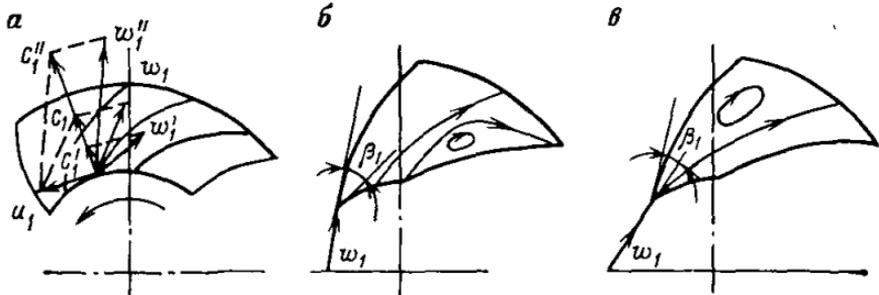


Рис. 2.7. Модель потока в рабочем колесе радиальной машины:

вектор относительной скорости на входе в межлопаточный канал при различных подачах (а); отрыв потока от лопаток при $Q > Q_0$ (б), при $Q < Q_0$ (в)



$< c_1$. Так как скорость u_1 остается неизменной, то вектор относительной скорости w'_1 , соответствующий подаче Q_1 , будет отличаться от вектора w_1 не только по значению, но и по направлению. Он уже не будет направлен по касательной к лопатке. Характер течения жидкости в межлопаточном канале, соответствующий рассмотренному случаю, изображен на рис. 2.7, в. Поток ударяется о переднюю стенку лопатки, а затем поворачивает в межлопаточный канал под углом β_1 . От задней поверхности лопатки наблюдается отрыв, образуется вихревая зона.

Удар потока и циркуляция в вихревой зоне являются причинами соответствующих потерь напора. Они тем больше, чем больше отличие подачи Q_1 от Q_0 . При подаче $Q_2 > Q_0$ вектор относительной скорости w_1^1 оказывается повернутым относительно вектора w_1 в сторону вращения рабочего колеса (см. рис. 2.7, а). Поток жидкости в этом случае ударяется о заднюю кромку лопатки, а от передней отрывается, образуя вихревую зону (рис. 2.7, б). Возникающие при этом потери напора будут расти с увеличением различия между подачами Q_2 и Q_0 . В общем случае потери на удар в лопатной машине $\Delta H_y = K_3(Q - Q_0)^2$, где K_3 — постоянная для данной машины величина; Q , Q_0 — текущая подача и подача на режиме безударного входа потока в каналы.

В насосах с направляющим аппаратом при входе в него потока наблюдаются потери напора (см. рис. 2.6, кривая 1), аналогичные рассмотренным выше. При этом на их значение будет оказывать влияние степень несоответствия направления абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса положению входных кромок лопаток направляющего аппарата.

В соответствии с изложенным напор, создаваемый лопатной машиной, $H = H_T - (\Delta H_T + \Delta H_d + \Delta H_y)$.

Отношение реального напора машины к теоретическому называется ее гидравлическим к.п.д.

$$\eta_r = H / H_T. \quad (2.33)$$

Высокоэкономичные насосы и вентиляторы на оптимальном режиме имеют $\eta_r = 0,95$.

Для оценки влияния потерь напора на напорную характеристику необходимо вычесть их из теоретического напора машины при соответствующей подаче (рис. 2.8, а).

Прямая 2 изображает зависимость теоретического напора от теоретической подачи (теоретическая напорная характеристика). После вычитания из ординат этой прямой диффузорных потерь напора и потерь на трение при соответствующих подачах получим зависимость величины $H_T - (\Delta H_T + \Delta H_d)$ от теоретической подачи (кривая 3). Вычтя затем из ординат последней зависимости соответствующие потери напора на удар и вихреобразование, найдем соотношение между реальным напором и теоретической подачей (кривая 1).

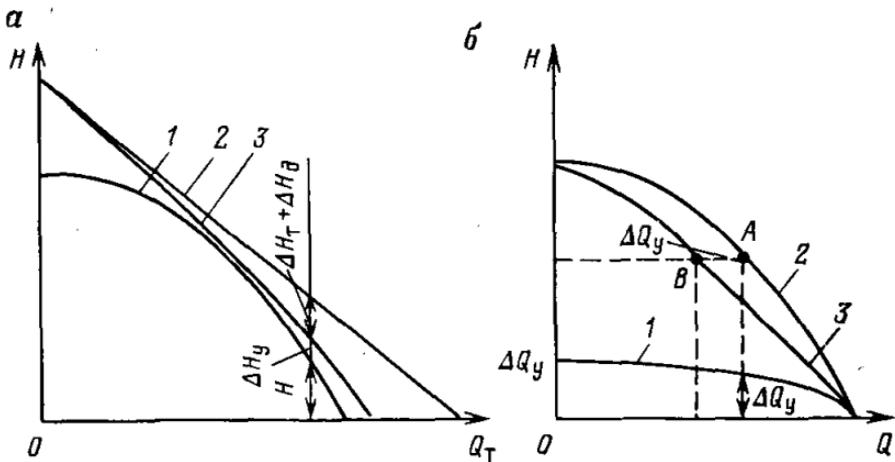


Рис. 2.8. Напорные характеристики:
 $H=f(Q_T)$ (а); $H=f(Q)$ (б)

Утечки в лопастных машинах. Основными являются утечки через зазор между рабочим колесом со стороны всаса и корпусом. На их уменьшение направлено внимание конструкторов и эксплуатационников в первую очередь.

Утечки через устройство для уравнивания осевых усилий в насосах с разгрузочным диском специфичны. Их учитывают отдельно. Утечки через уплотнение вала турбомашин в корпусе, а также в многоступенчатых насосах между секциями обычно незначительны, и поэтому их часто не принимают во внимание.

Остановимся на оценке утечек первого вида.

Из гидравлики известно, что расход жидкости через щель $\Delta Q_y = \mu S \sqrt{2gH_y}$, где μ — коэффициент расхода щели; S — площадь сечения щели; H_y — перепад напоров.

Для турбомашин перепад H_y меньше статического напора, создаваемого рабочим колесом. Дело в том, что жидкость между корпусом и покрывным диском при работе машины вращается, следовательно, на нее действуют центробежные силы. Они и обуславливают снижение давления около уплотнения в сравнении с давлением на выходе из рабочего колеса. Отмеченное снижение будет оценено при рассмотрении вопроса об осевых усилиях в центробежных насосах. Здесь же отметим, что различие между статическим напором колеса и перепадом H_y не оказывает влияния на качественные оценки, о которых идет речь в данном разделе. Поэтому можно говорить, что утечки пропорциональны квадратному корню из напора колеса.

Утечки снижают подачу реальной лопастной машины в сравнении с теоретической:

$$Q = Q_T - \Delta Q_y, \quad (2.34)$$

где Q и Q_T — соответственно реальная и теоретическая подачи.

На оптимальных режимах утечки обычно составляют $(0,02—0,06)Q_T$.

Как следует из изложенного, характер изменений утечек соответствует характеру изменения напора. Оцениваются утечки объемным к.п.д.

$$\eta_o = Q/Q_T. \quad (2.35)$$

Так как при $H=0$ утечки отсутствуют, то для этого режима $\eta_o = 1$.

На оптимальном режиме

$$\eta_o = \frac{Q_T - (0,02 - 0,06) Q_T}{Q_T} = 0,94 \div 0,98.$$

Когда подача турбомашин $Q=0$, то и $\eta_o=0$. При увеличении подачи объемный к.п.д. быстро растет. Так, при $Q=\Delta Q_y$ он достигает 0,5.

Утечки оказывают двойное влияние на напорную характеристику турбомашин. Во-первых, они снижают подачу при данном напоре в соответствии с выражением (2.34). Во-вторых, перетекающий из полости нагнетания через неплотности поток закручен. Вступая во взаимодействие с потоком, притекающим из подвода, утечки обеспечивают некоторую подкрутку последнего в направлении вращения рабочего колеса. На входе в рабочее колесо скорость закручивания увеличивается. Однако утечки относительно малы, и поэтому отмеченным снижением напора в первом приближении можно пренебречь. При значительном износе уплотнений и резком увеличении утечек снижение напора может оказаться существенным.

Зависимость реального напора от теоретической подачи (рис. 2,8,б) изображена кривой 2. Зависимость утечек от теоретической подачи в соответствии с изложенным имеет вид кривой 1. Возьмем произвольную точку А на кривой 2. Ей соответствуют теоретическая подача Q_A , реальный напор H_A и утечки ΔQ_y . Вычтя из подачи Q_A утечки ΔQ_y при напоре H_A , получаем точку В — точку реальной напорной характеристики 3.

Механические потери. Механические потери в лопастных машинах складываются из потерь: в подшипниках; на трение внешних сторон коренного и покрывного дисков рабочих колес о жидкость; в сальниковых уплотнениях для насосов.

Характер механических потерь в подшипниках и сальниках ясен. Их величина незначительна. В подшипниках рассеивается от 0,2 до 0,5 % мощности турбомашин. Около 0,5 % мощности рассеивается в сальниковых уплотнениях. Только для мелких насосов эти потери в сумме могут увеличиваться до 2—3 %, а иногда и несколько больше.

Потери на трение внешних сторон дисков о жидкость существенны. Обычно они составляют от 2 до 10 %. Исследования показывают, что дисковые потери

$$\Delta N_d = Kn^3 D_2^5, \quad (2.36)$$

где K — постоянная для данной машины величина; n — частота вращения вала; D_2 — диаметр диска.

Из выражения (2.36) следует, что если задана линейная скорость вращения колеса, т. е. если $nD_2 = \text{const}$, то для снижения рассматриваемых потерь необходимо уменьшать диаметр диска D_2 и соответственно увеличивать частоту вращения вала n турбомашин.

Учитываются рассматриваемые потери механическим коэффициентом полезного действия.

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N - \Delta N_{\text{мех}}}{N}; \quad (2.37)$$

где N — мощность турбомашин; $\Delta N_{\text{мех}}$ — суммарные механические потери в подшипниках, сальниковых уплотнениях и на дисковое трение. Примерный баланс мощности в турбомашине представлен на рис. 2.9, а. Здесь мощность при данной подаче принята за 100%. Из рис. 2.9, а следует, что такой вывод справедлив для режимов с подачами, равными или большими оптимальной.

Для этих режимов

$$\eta = \eta_r \eta_o \eta_{\text{мех}}. \quad (2.38)$$

На режимах с подачей, меньшей оптимальной, возникают дополнительные, не рассмотренные выше потери. Они связаны с перетоками жидкости из одного межлопаточного канала в другой и с обменом количества движения частиц, выходящих из рабочего колеса, и частиц в отводе.

Индивидуальные характеристики. Выше была рассмотрена методика построения зависимости $H=f(Q)$. Освещены также положения, необходимые для построения зависимостей $\eta=f(Q)$ и $N=f(Q)$. На практике, однако, индивидуальные характеристики строятся по данным эксперимента. Достаточно подробное рассмотрение вопросов, связанных с рассеянием энергии, мы прове-

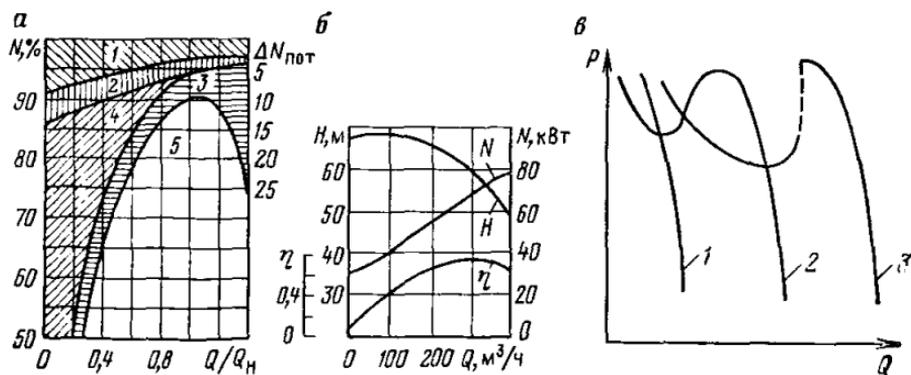


Рис. 2.9. Индивидуальные характеристики турбомашин:

а — баланс мощности в центробежном насосе в зависимости от относительной подачи при постоянной частоте вращения (потери — 1 — механические; 2 — объемные; 3 — гидравлические и 4 — на рециркуляцию; 5 — полезная мощность); б — одной ступени насоса ЦНС-300; в — зависимость давления осевого вентилятора от подачи

ли для установления качественных зависимостей, которые весьма полезны при выявлении неисправностей турбомашин по изменению основных параметров.

При построении индивидуальных характеристик по данным эксперимента на специальном стенде или в производственных условиях для нескольких фиксированных значений подачи устанавливаются соответствующие напор, давление и мощность. Коэффициент полезного действия определяется расчетным путем: $\eta = N_p/N$, где N_p — полезная мощность.

Полезная мощность вентиляторов и насосов находится по выражению 1.3.

На рис. 2.9,б показаны индивидуальные $H=f(Q)$, $N=f(Q)$ и $\eta=f(Q)$ характеристики одной ступени насоса ЦНС-300. Характер кривой $H=f(Q)$ соответствует рассмотренному выше. Вследствие рассеяния энергии машина отбирает от двигателя значительную мощность при $Q=0$. С ростом подачи мощность радиальной машины, как правило, растет. В режиме с $Q=0$ полезная мощность $N_p=0$ и поэтому равен нулю к.п.д. С ростом подачи потери на рециркуляцию (см. рис. 2.9,а) снижаются, снижаются также потери на удар. Это обуславливает рост к.п.д. При подачах, превышающих подачу безударного входа, начинается рост потерь на удар, продолжают расти потери на трение. К.п.д. начинает снижаться. При $H=0$ полезная мощность и к.п.д. машины равны нулю.

Особенности индивидуальных характеристик осевых лопастных машин. Индивидуальные характеристики осевых машин в сравнении с характеристиками центробежных обладают рядом особенностей. В угольной промышленности осевые машины применяются только в качестве вентиляторов.

Для вентиляторов различных аэродинамических схем кривые зависимости давления P от подачи Q могут быть монотонными (кривая 1 на рис. 2.9,в), седлообразными с явно выраженными максимумом и минимумом (кривая 2) или иметь разрыв (кривая 3). Для шахтных осевых вентиляторов при значительных углах установки лопаток характерны два последних вида зависимостей. Это создает, как будет показано ниже, ряд затруднений при эксплуатации машин.

Выясним причины возникновения впадин и разрывов. Предположим, что подача вентилятора равна Q' и скорость закручивания $c_{u1}=0$. Пусть подаче Q' соответствует скорость на входе в рабочее колесо c'_1 . При переносной скорости u рассматриваемого элемента лопатки относительная скорость на входе будет w'_1 . Определим графически векторы w'_2 и w'_m (рис. 2.10,а). На этом рисунке угол α' между хордой элемента лопатки и вектором является углом атаки. Зная его, по характеристике профиля (см. рис. 2.2,в) определяем коэффициент подъемной силы C'_y , а затем по выражению (2.6) вычисляем подъемную силу $\Delta R'_y$. Давление, создаваемое вентилятором при подаче Q' , в соответствии с изложенным выше пропорционально подъемной силе $\Delta R'_y$.

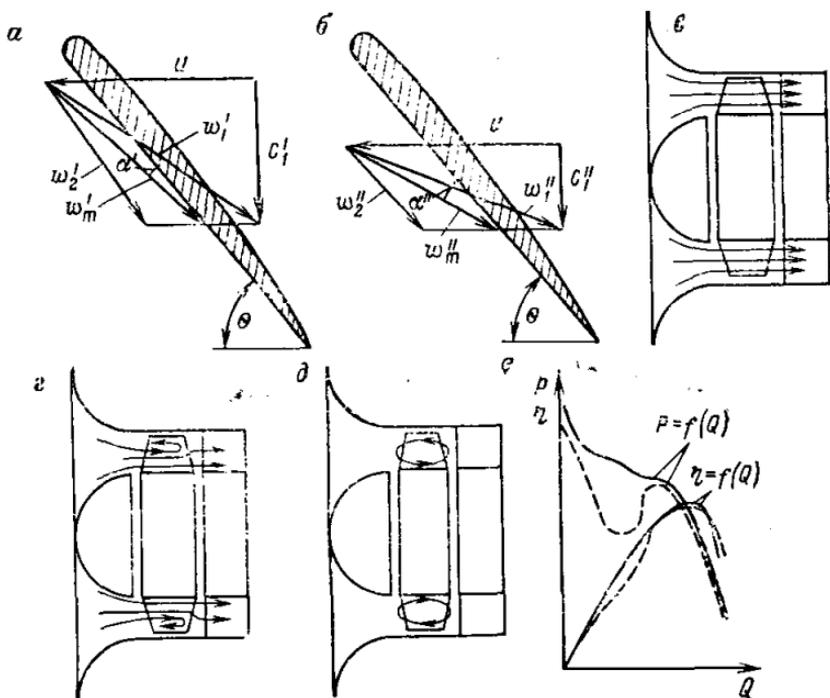


Рис. 2.10. Модели потоков через рабочее колесо осевой турбомашины и их влияние на вид кривой $p=f(Q)$, угла атаки α и относительных скоростей w_m при различных подачах Q' (а) и Q'' (б), схема потока через рабочее колесо при подачах $Q > Q_{кр}$ (в); $Q < Q_{кр}$ (г); $Q = 0$ (д); индивидуальные характеристики с сепаратором (сплошные кривые) и без сепаратора (е).

При уменьшении подачи до Q'' соответственно снижается абсолютная скорость на входе в рабочее колесо c''_1 , что приводит к увеличению угла атаки до α'' (рис. 2.10, б) и, следовательно, к росту коэффициента C_y , подъемной силы элемента профиля и давления вентилятора.

Угол атаки будет увеличиваться и при дальнейшем снижении подачи. Рост же давления будет продолжаться только до тех пор, пока угол α не достигнет критического значения. В дальнейшем в соответствии с характеристикой профиля коэффициент C_y начнет уменьшаться, что повлечет за собой снижение давления. Первоначально это произойдет у периферийных элементов отдельных лопаток. В остальном же пространстве за рабочим колесом давление, определяемое работой остальных элементов лопаток, будет продолжать расти. В зону низких давлений пойдет часть потока воздуха из линии нагнетания. В межлопаточных каналах появится обратный поток. Он закручен. Вступая во взаимодействие с транзитным потоком на всасе, он обеспечивает подкрутку последнего в направлении вращения рабочего колеса, что в соответствии с основным уравнением турбомашины ведет к некоторому снижению давления вентилятора. В зоне

лопаток, не затронутых обратным потоком, при уменьшении общей подачи вентилятора скорость воздуха остается достаточно высокой и критические углы атаки не появляются. При дальнейшем снижении подачи зона обратного потока расширяется, давление вентилятора продолжает падать, впадина на напорной характеристике углубляется. Когда масса воздуха, перемещающегося в межлопаточном канале рабочего колеса от ступицы к периферии, становится значительной, начинает сказываться влияние центробежных сил на давление вентилятора; давление растет. При подаче, равной нулю, транзитный расход воздуха через рабочее колесо отсутствует. Существует только циркулярный поток. На рис. 2.10, в, г, д показаны схемы потока через рабочее колесо соответственно при $Q > Q_{кр}$, $Q < Q_{кр}$ и $Q = Q_{кр}$ ($Q_{кр}$ — подача, соответствующая максимальному p_{max} давлению).

Основной причиной возникновения впадин на кривой является обратный закрученный поток воздуха через периферийную часть ометаемой лопатками площади. Для устранения впадины необходимо раскрутить обратный ток. Эта операция может быть осуществлена в сепараторе, представляющем собой кольцевую щель у внешней обечайки с системой лопаток. Индивидуальные характеристики вентилятора с сепаратором (рис. 2.10, е) не имеют впадин [24]. При работе с $Q > Q_{кр}$ в вентиляторах с сепараторами наблюдается некоторое (на 1—2 %) снижение к.п.д. Сепараторы в настоящее время применяют только в вентиляторах местного проветривания.

Отличительными особенностями индивидуальных характеристик осевых вентиляторов являются более интенсивное, чем для центробежных, снижение давления в рабочей части при росте подачи и нисходящая кривая мощности.

Вопросы для самопроверки

1. Объясните природу потерь напора в машине. Как они влияют на напорную характеристику?
2. Как влияют на напорную характеристику машины утечки жидкости?
3. Вычертите индивидуальную характеристику радиальной машины
4. Объясните, почему напорная характеристика осевой машины при больших углах установки лопаток рабочего колеса имеет впадину?

2.4. ПОДОБИЕ ЛОПАСТНЫХ МАШИН

В общем случае объекты считаются подобными, если процессы, протекающие в них, описываются одинаковыми системами уравнений и если для них характерно подобие условий однозначности, а также равенство критериев подобия.

Процессы в двух любых однотипных (осевых или центробежных) лопастных машинах, конечно, имеют одинаковую природу и, естественно, описываются одинаковыми системами уравнений.

Условие однозначности для лопастных машин соблюдается при их геометрическом подобии. Геометрическое подобие, как

известно, требует одинаковости форм и одинакового отношения сходственных размеров. Например, два рабочих колеса радиальных машин будут геометрически подобными, если число и форма лопаток у них будут одинаковыми, а сходственные размеры D_2 и D_2' , b_2 и b_2' , D_0 и D_0' и т. д. будут находиться в соотношении

$$D_2/D_2' = b_2/b_2' = D_0/D_0', \quad (2.39)$$

где D_2 , b_2 , D_0 — диаметр, ширина колеса и диаметр входа первой машины, а D_2' , b_2' , D_0' — соответственно второй.

Естественно, что для геометрического подобия лопастных машин, кроме рабочих колес, должно быть соблюдено подобие их подводов и отводов.

Критерии подобия. Критерии подобия — безразмерные комбинации, составленные из физических величин, описывающих процесс в объекте. Для их определения широко используется метод, основанный на теории размерностей. В соответствии с π -теоремой, если процесс в объекте характеризуется m фундаментальными физическими величинами, для выражения размерностей которых используется k основных единиц, то его (процесс) можно описать $m-k$ безразмерными комбинациями, составленными из этих величин.

Для любого объекта характерны одна или несколько выходных величин, являющихся функцией ряда входных. В выборе выходных величин, как правило, затруднений не бывает.

Входная фундаментальная переменная — любая величина, оказывающая влияние на выходную и способная изменяться независимо от других. Для выбора фундаментальных переменных необходимо глубокое проникновение в сущность исследуемого объекта.

Важнейшими параметрами лопастных машин являются напор и давление. В общем случае напор является функцией подачи Q , размеров, которые для геометрически подобных машин характерны одной линейной величиной, например диаметром D_2 , частоты вращения вала n и свойств транспортируемой жидкости (плотность ρ и вязкость μ).

В дальнейшем вместо напора будем принимать величину gH — энергию, передаваемую единице массы. Это позволит не вводить в число независимых переменных ускорение свободного падения.

В соответствии с изложенным $gH = f(Q, n, D_2, \rho, \mu)$ или

$$f(gH, Q, n, D_2, \rho, \mu) = 0. \quad (2.40)$$

Размерности всех переменных в зависимости (2.40) выражаются основными единицами: масса M , длина L и время T . ($gH \rightarrow L^2 T^{-2}$, $Q \rightarrow L^3 T^{-1}$, $n \rightarrow T^{-1}$, $D_2 \rightarrow L$, $\rho \rightarrow M L^{-3}$, $\mu \rightarrow M L^{-1} T^{-1}$).

Так как фундаментальных переменных в нашем случае шесть, а их размерности выражаются тремя основными единицами, то в соответствии с π -теоремой число независимых критериев, описывающих процесс, будет равно трем и процесс в лопастной ма-

шине можно описать уравнением $f(P_1, P_2, P_3) = 0$, где P_1, P_2, P_3 — критерии подобия.

Будем искать произведение критериев в виде зависимости

$$P_1 P_2 P_3 = (gH)^a Q^b n^c D_2^d \rho^e \mu^f, \quad (2.41)$$

где a, b, c, d, e, f — показатели степеней. Подставим в выражение (2.41) вместо переменных gH, Q, n, D_2, ρ, μ их размерности:

$$1 = (L^2 T^{-2})^a (L^3 T^{-1})^b T^{-c} L^d (ML^{-3})^e (ML^{-1} T^{-1})^f.$$

Чтобы размерности правой и левой частей были одинаковыми, должны выполняться условия:

$$\text{для } M \quad 0 = e + f; \quad (2.42)$$

$$\text{для } T \quad 0 = -2a - b - c - f; \quad (2.43)$$

$$\text{для } L \quad 0 = 2a + 3b + d - 3e - f. \quad (2.44)$$

Мы имеем три уравнения с шестью неизвестными. Исключим из них c, d и f . Из выражения (2.42)

$$f = -e. \quad (2.45)$$

Из выражения (2.43) с учетом зависимости (2.45)

$$c = e - 2a - b. \quad (2.46)$$

И, наконец, из выражения (2.44) с учетом уравнения (2.45) имеем

$$d = 2e - 2a - 3b. \quad (2.47)$$

Подставим в выражение (2.41) значения f, c и d из выражений (2.45), (2.46) и (2.47):

$$P_1 P_2 P_3 = (gH)^a Q^b n^{e-2a-b} D_2^{2e-2a-b} \rho^e \mu^{-e}.$$

Объединим члены с одинаковыми показателями степеней:

$$P_1 P_2 P_3 = \left(\frac{gH}{n^2 D_2^2} \right)^a \left(\frac{Q}{n D_2^3} \right)^b \left(\frac{\rho D_2^3 n}{\mu} \right)^e.$$

Из последнего выражения следует, что критериями подобия для лопастных машин являются

$$P_1 = \frac{gH}{n^2 D_2^2}, \quad (2.48)$$

$$P_2 = \frac{Q}{n D_2^3}; \quad (2.49)$$

$$P_3 = \frac{\rho n D_2^3}{\mu}. \quad (2.50)$$

Для того чтобы процессы в двух геометрически подобных лопастных машинах были подобными, как следует из определения, критерии для их потоков (2.48), (2.49), (2.50) должны быть соответственно равны. Критерий P_1 является безразмерным напором

лопастной машины, P_2 — безразмерной подачей, а P_3 — вариантом записи числа Рейнольдса.

Известно, что в общем случае от числа Рейнольдса зависят только потери на трение в каналах проточной части. Для лопастных машин, как было показано, они имеют подчиненное значение. Кроме этого, потоки жидкости, протекающие через шахтные лопастные машины, характерны числами Рейнольдса $Re > 10^6$. Для таких потоков потери напора не зависят от числа P_3 . Таким образом, при рассмотрении вопросов подобия турбомашин выполнение условия (2.50) не является обязательным.

Безразмерные характеристики. В теории лопастных машин наряду с индивидуальными применяют и безразмерные характеристики. Безразмерные (типовые) характеристики представляют собой зависимости коэффициента напора, давления, коэффициента мощности и к. п. д. турбомашин от коэффициента подачи. Они не связаны с размерами, частотой вращения ротора и плотностью жидкости, характеризуют только особенности гидродинамической схемы и являются одинаковыми для всего семейства подобных лопастных машин. Это делает рассматриваемые характеристики полезными при сравнении различных схем и выборе лучшей.

При создании крупных машин обычно первоначально изготовляют несколько небольших моделей различных аэродинамических схем, проводят их испытания, строят безразмерные характеристики, отбирают лучшую, а затем по законам подобия определяют размеры и индивидуальные характеристики проектируемой.

В настоящее время безразмерные характеристики используют почти исключительно применительно к вентиляторам. Это обстоятельство мы будем учитывать при дальнейшем изложении.

Выражения для коэффициента давления и подачи могут иметь различный вид, хотя содержание всех их подобно содержанию критериев P_1 и P_2 . В технической литературе в настоящее время используют следующие коэффициенты [25]:

коэффициент давления

$$\psi = \frac{p}{\rho u_2^3 / 2}; \quad (2.51)$$

коэффициент подачи

$$\varphi = \frac{Q}{\pi D_2^2 u_2 / 4}, \quad (2.52)$$

где p и Q — соответственно давление и подача вентилятора.

Так как $p = \rho g H$, а $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$, то $\psi = \frac{7200}{\pi^2} P_1$ и $\varphi = \frac{240}{\pi^2} P_2$.

Для выяснения условий, при которых $\psi = \text{const}$, обратимся к выражению для давления реального вентилятора в виде

$$p = \eta_r K_{ц} \rho u_2 c_{u2} \infty.$$

Разделив и умножив правую часть последнего выражения на два и на u_2 и сделав соответствующие преобразования, получим

$$\psi = 2\eta_r K_c \bar{c}_{u2\infty}. \quad (2.53)$$

Из выражения (2.53) следует, что $\psi = \text{const}$ при $\bar{c}_{u2\infty} = c_{u2\infty}/u_2 = \text{const}$. Последнее условие выполняется при подобии параллелограммов скоростей на выходе из рабочих колес, т. е. при кинематическом подобии потоков. Режимы лопастных машин, для которых соблюдается подобие параллелограммов скоростей, называются сходственными. Таким образом, $\psi = \text{const}$ для подобных машин в сходственных режимах.

Подача турбомашин

$$Q = K_0 K_c \eta_0 \pi D_2 b_2 c_{m2}, \quad (2.54)$$

где K_0 — число всасывающих сторон рабочего колеса (одна или две).

Как видно из рис. 2.5,а, $c_{m2} = c_{u2\infty} \text{tg } \alpha_2$, где α_2 — угол между скоростями $c_{u2\infty}$ и u_2 . Подставив в зависимость (2.54) скорость c_{m2} , выраженную через параметры $\bar{c}_{u2\infty}$ и u_2 , $\text{tg } \alpha_2$, заменив ширину b_2 величиной $\bar{b}_2 D_2$, где \bar{b}_2 — относительная ширина колеса на выходе (величина постоянная для геометрически подобных машин), разделив и умножив на 4, получим

$$Q = 4K_0 K_c \eta_0 \bar{b}_2 \bar{c}_{u2\infty} \text{tg } \alpha_2 \frac{\pi D_2^2}{4} u_2.$$

Из последнего выражения следует, что

$$\varphi = 4K_0 K_c \eta_0 \bar{b}_2 \bar{c}_{u2\infty} \text{tg } \alpha_2. \quad (2.55)$$

Для геометрически подобных лопастных машин (при одинаковых K_0 , K_c и \bar{b}_2) $\varphi = \text{const}$, если соблюдается условие $\bar{c}_{u2\infty} \text{tg } \alpha_2 = \text{const}$, т. е. если машины работают в сходственных режимах.

Коэффициент мощности турбомашин

$$\lambda = \frac{N}{\rho \pi D_2^2 u_2^3 / 8}. \quad (2.56)$$

Так как $N = \rho Q / \eta$, то, выразив ρ и Q через ψ и φ в соответствии с выражениями (2.51) и (2.52), получим

$$N = \frac{\psi \rho \frac{u_2^2}{2} \varphi \pi \frac{D_2^2}{4} u_2}{\eta}.$$

Следовательно,

$$\lambda = \varphi \psi / \eta. \quad (2.57)$$

Из выражения (2.57) следует, что при известных зависимостях $\psi = f(\varphi)$ и $\eta = f(\varphi)$ необходимости в определении зависимости $\lambda = f(\varphi)$ нет.

Для получения типовых характеристик проводят испытание машины данного ряда, строят зависимости $\rho = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ или

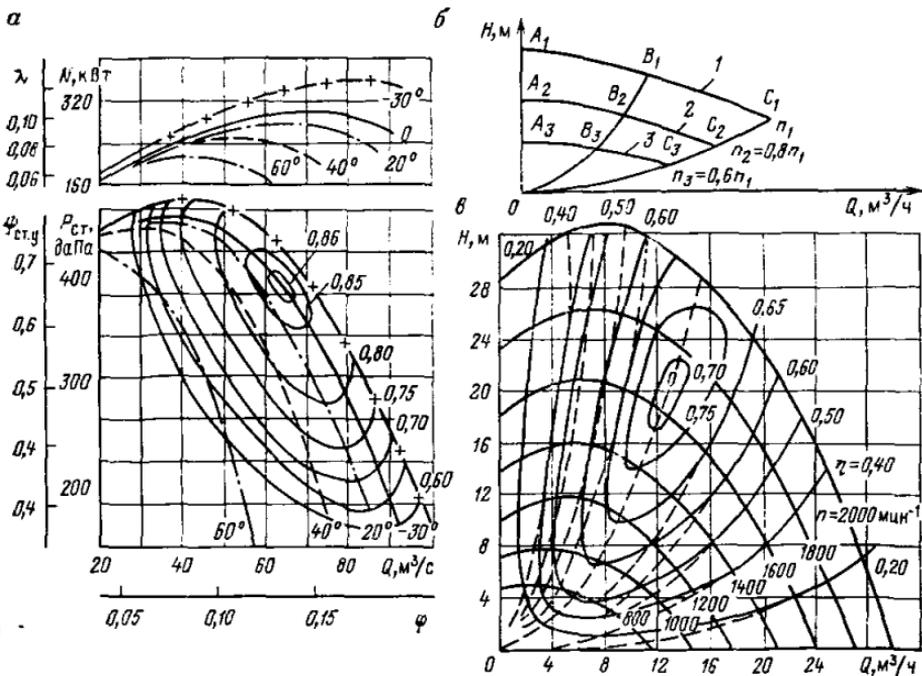


Рис. 2.11. Характеристики подобных турбомашин: аэродинамические вентиляторной установки ВЦ-25М при $n=750$ об/мин и безразмерные по схеме Ц35-15 (а); напорные при различных частотах вращения (б); универсальная (в)

$N=f(Q)$. Затем меняют масштабы параметров по осям координат делением давления в соответствии с выражением (2.51) на величину $\rho u_2^2/2$ для данной машины и подачи в соответствии с выражением (2.52) на $\pi D_2^2 u_2/4$. Новые оси координат и будут осями для безразмерных характеристик $\psi=f(\varphi)$ и $\eta=f(\eta)$.

Для примера (рис. 2.11,а) в координатах $p_{ст}-Q$ и $N-Q$ приведены индивидуальные характеристики вентиляторной установки ВЦ-25М при $n=750$ мин⁻¹. В координатах $\psi_{ст.у}-\varphi$ (коэффициент статического давления установки) и $\lambda-\varphi$ эти же зависимости являются типовыми характеристиками вентиляторов по аэродинамической схеме Ц35-15.

Законы пропорциональности. Если две геометрически подобные лопастные машины работают в сходственных режимах, то для них, как было показано выше, критерии Π_1 и Π_2 соответственно равны. Обозначим параметры первой машины $H_n, Q_n, n_n, D_2=D_n, N_n, \eta_n$ и второй — $H_m, Q_m, n_m, D_2=D_m, N_m, \eta_m$.

Безразмерный напор первой машины

$$\Pi_{1n} = \frac{gH_n}{n_n^2 D_n^2} \text{ и второй } \Pi_{1m} = \frac{gH_m}{n_m^2 D_m^2}.$$

Так как $\Pi_{1n} = \Pi_{1m}$, то

$$\frac{H_n}{H_m} = \left(\frac{n_n}{n_m}\right)^2 \left(\frac{D_n}{D_m}\right)^2. \quad (2.58)$$

Безразмерные подачи первой и второй машин

$$P_{2н} = \frac{Q_{н}}{n_{н}D_{н}^3} \text{ и } P_{2м} = \left(\frac{Q_{м}}{n_{м}D_{м}^3} \right).$$

Учитывая, что $P_{2н} = P_{2м}$, получаем

$$\frac{Q_{н}}{Q_{м}} = \frac{n_{н}}{n_{м}} \left(\frac{D_{н}}{D_{м}} \right)^3. \quad (2.59)$$

На сходственных режимах подобных лопастных машин $\eta_{н} = \eta_{м}$

$$\frac{N_{н}}{N_{м}} = \left(\frac{n_{н}}{n_{м}} \right)^3 \left(\frac{D_{н}}{D_{м}} \right)^5 \quad (2.60)$$

Выражения (2.58), (2.59) и (2.60) используют при определении параметров натуральных машин по результатам испытаний модельных.

Для эксплуатационников большое значение имеют зависимости основных параметров лопастных машин от частоты вращения. Для данной машины $D_2 = \text{const}$. В этом случае выражения (2.58), (2.59) и (2.60) принимают вид

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2; \quad (2.61)$$

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \quad (2.62)$$

$$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^3. \quad (2.63)$$

Зависимости (2.61), (2.62) и (2.63) теоретически были обоснованы акад. А. П. Германом.

Располагая зависимостями $H=f(Q)$ и $N=f(Q)$ для данной машины при известной частоте вращения n_1 , можно построить соответствующие индивидуальные характеристики при любом другом значении n .

Предположим, что нам известна зависимость $H=f(Q)$ для данного насоса при частоте вращения n_1 (кривая 1 на рис. 2.11,б). Выделим на кривой несколько точек. Для вполне удовлетворительных результатов обычно достаточно пять-шесть точек. С целью упрощения выкладок ограничимся тремя — A_1 , B_1 и C_1 .

Предположим, что необходимо построить зависимость напора от подачи при $n_2 = 0,8n_1$.

В соответствии с (2.61)

$$H_{A_2} = H_{A_1} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 = 0,64H_{A_1},$$

$$H_{B_2} = 0,64H_{B_1} \text{ и } H_{C_2} = 0,64H_{C_1},$$

а в соответствии с (2.62)

$$Q_{A_2} = Q_{A_1} \frac{n_2}{n_1} = 0,8Q_{A_1} = 0;$$

$$Q_{B_2} = 0,8Q_{B_1} \text{ и } Q_{C_2} = 0,8Q_{C_1}.$$

Таким образом, нами получены координаты точек зависимости напора от подачи для рассматриваемого насоса при $n_2=0,8n_1$. Нанеся точки A_2 , B_2 и C_2 на поле $H-Q$ и соединив их плавной кривой, получим искомую зависимость (кривая 2 на рис. 2.11,б).

Аналогичным образом построена характеристика $H=f(Q)$ при $n_3=0,6n_1$ (кривая 3).

Имея кривую $N=f(Q)$ при данной частоте вращения n_1 и используя выражения (2.62) и (2.63), можно построить кривые мощности при произвольных частотах вращения.

С изменением частоты вращения от n_1 до n_2 , а затем до n_3 точка A_1 напорной характеристики перемещается в точки A_2 и A_3 . Параметры режимов, соответствующие точкам A_1 , A_2 и A_3 , подчиняются зависимостям (2.61) и (2.62). Таким образом, указанные режимы являются сходственными. Кривые, соединяющие точки A_1 , A_2 , A_3 , 0 и соответственно B_1 , B_2 , B_3 и 0, называются кривыми пропорциональности.

Уравнения кривых пропорциональности получаются из уравнений (2.61), (2.62) и (2.63) исключением частоты вращения n .

Кривая пропорциональности напоров имеет вид

$$H = H_1 \left(\frac{Q}{Q_1} \right)^2, \quad (2.64)$$

а кривая пропорциональности мощностей

$$N = N_1 \left(\frac{Q}{Q_1} \right)^3. \quad (2.65)$$

Зависимости (2.61), (2.62) и (2.63) справедливы при постоянстве значений к. п. д. на сходственных режимах. В действительности такой вывод справедлив только в первом приближении при изменении частоты вращения в относительно узких пределах. Это объясняется в основном тем, что механические потери в сальниках и подшипниках почти не зависят от частоты вращения. С уменьшением частоты вращения мощность лопастной машины уменьшается практически пропорционально n^3 . Поэтому доля механических потерь при значительном уменьшении частоты вращения резко возрастает.

Если для различных частот экспериментально получить зависимости $H=f(Q)$ и $\eta=f(Q)$, то можно построить универсальную характеристику машины (рис. 2.11,в). На характеристике, кроме зависимостей $H=f(Q)$ при различных частотах вращения, нанесены линии одинаковых к. п. д. Универсальная характеристика дает полное представление о связи параметров H , Q , η и n .

Коэффициент быстроходности и удельная частота вращения. Критерии Π_1 и Π_2 для подобных лопастных машин на сходственных режимах одинаковы. Следовательно, постоянными будут и выражения, полученные в результате деления одного критерия на другой и возведения их в произвольные степени. Общая теория подобия утверждает, что полученная при этом зависимость может считаться также критерием.

Найдем критерий $\Pi_4 = \frac{\Pi_2^{1,2}}{\Pi_1^{3/4}}$.

Подставив в последнее выражение значения Π_1 и Π_2 из уравнений (2.48) и (2.49) и обозначив $\Pi_4 = k_s$, получим

$$k_s = n \frac{Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}}, \quad (2.66)$$

Безразмерный параметр k_s в теории лопастных машин называется коэффициентом быстроходности и используется для классификации машин.

Более широкое распространение, особенно в насосостроении, получила близкая по смыслу к критерию k_s размерная величина — удельная частота вращения.

Под удельной частотой вращения данной лопастной машины n_s понимают частоту вращения модели, которая на оптимальном режиме (режим с максимальным к. п. д.) обеспечивает подачу Q_s и напор H_s (давление p_s).

Найдем n_s , используя уравнения (2.58) и (2.59). Если исключить из них отношение диаметров, то получим

$$n_s = n \frac{H_s^{3/4} Q^{1/2}}{Q_s^{1/2} H^{3/4}}. \quad (2.67)$$

При расчете n_s подставляют подачу Q и напор H одной ступени с односторонним подводом жидкости. Подачу машины двустороннего всасывания делят на два, а напор (давление) многоступенчатой машины — на число ступеней.

Для насосов принимают $H_s = 1$ м, $Q_s = 0,075$ м³/с. После подстановки этих значений в выражение (2.67) имеем

$$n_s = 3,65n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}. \quad (2.68)$$

Для вентиляторов принимают $p_s = 1$ даПа и $Q_s = 1$ м³/с. В этом случае

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{p^{3/4}}. \quad (2.69)$$

Здесь p выражено в даПа.

Так как при расчете параметра n_s для насосов и вентиляторов принимаются разные значения удельных подачи и напора, то сопоставлять удельные частоты вращения машин этих видов нельзя.

Все важнейшие параметры и соотношения основных размеров лопастных машин самым тесным образом связаны с n_s .

Проф. И. И. Куколевский предложил классификацию рабочих колес лопастных насосов по удельной частоте вращения (рис. 2.12). При постоянных значениях частоты вращения и подачи большим n_s соответствуют меньшие значения напоров H . Тихоходные колеса имеют развитые лопатки, относительно большие D_2/D_0 ,

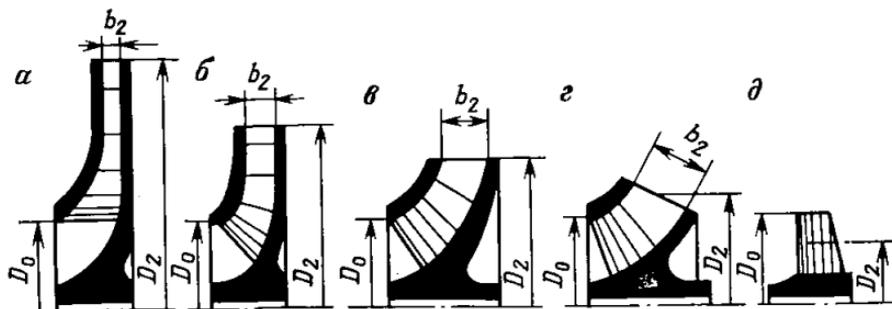


Рис. 2.12. Классификация лопастных насосов по удельной частоте вращения: центробежных — $n_s = 40 \div 80$; $D_2/D_0 = 2,5$ (тихоходные колеса) (а); $n_s = 80 \div 150$, $D_2/D_0 = 2$ (нормальные колеса) (б); $n_s = 150 \div 300$, $D_2/D_0 = 1,8 \div 1,4$ (быстроходные колеса) (в); диагональных — $n_s = 300 \div 600$; $D_2/D_0 = 1,2 \div 1,1$ (г); осевых — $n_s = 600 \div 1200$, $D_2/D_0 = 0,8$ (д)

и поэтому создаваемые ими напоры значительны. По мере роста n_s , уменьшается соотношение D_2/D_0 , напор колеса снижается.

К. п. д. лопастной машины также весьма тесно связан с n_s . С увеличением удельной частоты вращения в определенных пределах к. п. д. лопастной машины увеличивается. Это объясняется тем, что межлопаточные каналы быстроходных колес короче, следовательно, гидравлические потери меньше. Меньшим напорам соответствуют меньшие перепады давления на уплотнениях рабочего колеса. Снижение перепада давления ведет к снижению утечек. Для дисков с меньшими D_2/D_0 в соответствии с выражением (2.36) потери на дисковое трение будут меньшими. Исследования свидетельствуют, однако, что при $n_s > 140 - 200 \text{ мин}^{-1}$ к. п. д. начинает снижаться. В угольной промышленности в настоящее время применяются в основном насосы ЦНС с подачами от 40 до 500 м³/ч, напорами на колесо от 25 до 130 м при частотах вращения 1475—2950 мин⁻¹. Для насосов с $n = 1475 \text{ мин}^{-1}$ $n_s = 60 \div 70 \text{ мин}^{-1}$, а при $n = 2950 \text{ мин}^{-1}$ $n_s = 90 \div 100 \text{ мин}^{-1}$.

Удельные частоты вращения современных шахтных центробежных вентиляторов составляют 57—84 мин⁻¹ осевых — 140—150 мин⁻¹.

Примеры.

1. Определить напор, подачу и мощность насоса в сходственных режимах при частоте вращения $n_1 = 3000 \text{ мин}^{-1}$, если при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H = 30 \text{ м}$, $N = 14 \text{ кВт}$ в соответствии с зависимостями (2.61; 2.62; 2.63) новые величины

$$H_1 = 30 \left(\frac{3000}{1500} \right)^2 = 120 \text{ м}; \quad Q_1 = 100 \frac{3000}{1500} = 200 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$N_1 = 14 \left(\frac{3000}{1500} \right)^3 = 112 \text{ кВт}.$$

2. Определить напор, подачу и мощность вентилятора в сходственных режимах при частоте вращения $n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$, если при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ $Q = 20 \text{ м}^3/\text{с}$, $p = 2000 \text{ Па}$, $N = 68 \text{ кВт}$. По зависимостям (2.61), (2.62) и (2.63)

$$p_1 = 2000 \left(\frac{1500}{1000} \right)^2 = 4500 \text{ Па};$$

$$Q_1 = 20 \left(\frac{1500}{1000} \right) = 30 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$N_1 = 68 \left(\frac{1500}{1000} \right)^3 = 229,5 \text{ кВт}.$$

3. Найти удельную частоту вращения: насоса, у которого при частоте вращения $n=1475 \text{ мин}^{-1}$ нормальный напор $H=50 \text{ м}$ и подача $Q=0,1 \text{ м}^3/\text{с}$. По формуле (2.68) получим

$$n_s = 3,65 \cdot 1475 \frac{(0,1)^{1/2}}{(50)^{3/4}} = 90,5 \text{ мин}^{-1}$$

вентилятора, у которого при частоте вращения $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ давление $p=2000 \text{ Па}$, подача $Q=60 \text{ м}^3/\text{с}$.

В формулу (2.69) подставляем давление, выраженное в даПа, $p=200 \text{ даПа}$, тогда

$$n_s = 1000 \frac{(60)^{1/2}}{(200)^{3/4}} \approx 145 \text{ мин}^{-1}.$$

Вопросы для самопроверки

1. Приведите выражения и объясните сущность критериев подобия лопастных машин.

2. Что понимается под безразмерными характеристиками лопастных машин? Приведите зависимости для коэффициентов давления, подачи и мощности.

3. Известна напорная характеристика центробежного насоса при частоте вращения n_0 . Постройте характеристику при $n_1=0,5n_0$.

4. Что понимается под удельной частотой вращения лопастной машины? Сделайте вывод формулы для ее определения.

2.5. РАБОТА ЛОПАСТНОЙ МАШИНЫ НА СЕТЬ

При перемещении воды по трубопроводам и воздуха по шахтным выработкам наблюдаются потери напора, изменяется положение жидкости (шахта — поверхность). Для компенсации этих потерь, а также для перемещения воды и воздуха по вертикали применяются шахтные насосы и вентиляторы.

Параметры рабочего режима шахтных лопастных машин определяются напорными характеристиками как машин, так и внешних сетей.

Напорная характеристика сети. Под напорной характеристикой сети понимается зависимость напора, необходимого для транспортирования жидкости, от ее расхода. Из курса гидравлики [3, 8] известно, что напор, необходимый для транспортирования жидкости, равен разности напоров в выходном и входном сечениях сети, сложенной с потерями в ней.

В шахтной водоотливной установке (рис. 2.13,а) насос 3 засасывает воду из водосборника через приемную сетку 1 с обратным клапаном 2 и подает в нагнетательный трубопровод, в котором размещены обратный клапан 4 и задвижка 5. Расстояние по вертикали от свободной поверхности воды в водосборнике до сечения слива в атмосферу H_r называется геометрической высотой водоподъема.

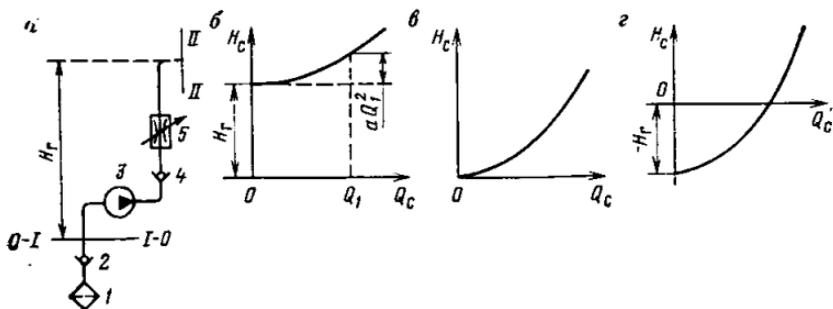


Рис. 2.13. Шахтная водоотливная установка (а) и напорные характеристики внешних сетей — при положительной геометрической высоте (б); при $H_r=0$ (в); при $H_r<0$ (г)

Для получения зависимости между напором H_c , необходимым для транспортирования воды в сети, и расходом Q_c выделим входное I—I и выходное II—II сечения. Плоскость сравнения 0—0 совместим с сечением I—I. В соответствии с изложенным

$$H_c = H_{II} - H_I + \Delta H_{I-II}, \quad (2.70)$$

где H_I , H_{II} — напоры соответственно во входном и выходном сечениях; ΔH_{I-II} — потери напора между этими сечениями.

Известно, что

$$H_I = \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g}; \quad H_{II} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g},$$

где p_1 , p_2 — давление жидкости в соответствующих сечениях; ρ — плотность; g — ускорение свободного падения; z_1 , z_2 — расстояние по вертикали от центров тяжести сечений до плоскости сравнения; α_1 , α_2 — коэффициенты Кориолиса для потоков в сечениях; v_1 , v_2 — средние скорости.

В нашем случае $p_1 = p'_a$; $z_1 = 0$; $v_1 = 0$; $p_2 = p_a$; $z_2 = H_r$ и $v_2 = v$. Так как в шахтных водоотливных трубопроводах в области рабочих параметров режим движения жидкости турбулентный, то можно принимать коэффициент $\alpha_2 = 1$.

При одинаковых диаметрах всасывающего и нагнетательного трубопроводов

$$\Delta H_{I-II} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{v^2}{2g},$$

где λ — коэффициент потерь по длине; l — полная длина водоотливного трубопровода; d — диаметр; $\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Подставив значения соответствующих величин в выражение (2.70), получим

$$H_c = \frac{p_a - p'_a}{\rho g} + H_r + \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{v^2}{2g}.$$

$\frac{p_a - p'_a}{\rho g} / H_r$ — равно отношению плотностей воздуха и воды;

членом $\frac{p_a - p_a'}{\rho g}$ можно пренебречь. Выразим скорость через расход $v = 4Q_c / \pi d^2$. Тогда

$$H_c = H_r + \left[\frac{8}{\pi^2 d^5 g} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \right] Q_c^2.$$

Известно, что выражение в квадратных скобках — сопротивление трубопровода (a).

Таким образом,

$$H_c = H_r + a Q_c^2. \quad (2.71)$$

Для решения практических задач в дальнейшем мы будем часто пользоваться графическим изображением этой зависимости (рис. 2.13,б).

В шахтной практике приходится транспортировать жидкость по горизонтальному трубопроводу при $H_r = 0$ (рис. 2.13,в) и подавать воду с поверхности к гидромониторам в рабочие забой, при этом $H_r < 0$ (рис. 2.13,г).

Большой сложностью характеризуются шахтные вентиляционные сети (рис. 2.14,а). Воздух по воздухоподающему стволу I (обычно клетевому) поступает в разветвленную систему шахтных подземных выработок 2, затем идет в вентиляционный ствол 3, как правило, скиповой. Вентиляционный ствол герметизируется устройством 4 для уменьшения подсосов. Вентилятор 5 подключается к стволу специальным каналом.

Установим зависимость $p_c = f(Q_c)$, где p_c — давление, необходимое для транспортирования воздуха по сети; Q_c — расход воздуха.

Для использования выражения (2.70) проведем сечения I—I и II—II. Плоскость сравнения 0—0 совместим с сечением I—I.

Полные давления во входном и выходном сечениях составят:

$$p_I = p_1 + \rho g z_1 + \rho \alpha_1 v_1^2 / 2;$$

$$p_{II} = p_2 + \rho g z_2 + \rho \alpha_2 v_2^2 / 2.$$

В рассматриваемом случае $p_1 = p_a$; $z_1 = 0$; $v_1 = 0$; $p_2 = p_a$; $\alpha_2 = 1$; $v_2 = v$. На практике значимого различия между положением по вертикали центра тяжести сечения II—II и плоскости 0—0 нет, поэтому $z_2 \approx 0$.

Потери давления в сети $\Delta p_{I-II} = R Q_c^2$, где R — сопротивление шахтной сети.

Таким образом,

$$p_c = p_{II} - p_I + \Delta p_{I-II} = R Q_c^2 + \rho v^2 / 2. \quad (2.72)$$

Так как $v = Q_c / S$, где S — сечение диффузора вентилятора на выходе, то

$$p_c = b Q_c^2, \quad (2.73)$$

где b — постоянная.

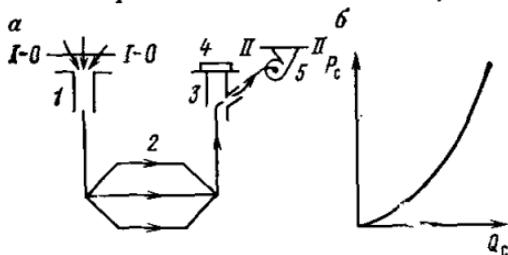


Рис. 2.14. Шахтная вентиляционная сеть (а) и напорная характеристика (б)

График зависимости давления p_c от расхода воздуха Q_c для шахтной вентиляционной сети изображен на рис. 2.14,б.

В выражении (2.72) последний член представляет собой динамические потери давления при выходе воздуха из диффузора вентилятора в атмосферу, на которые затрачивается энергия приводного двигателя. Необходимо стремиться к снижению этих потерь.

На практике в качестве характеристики сети часто используется зависимость статического давления от расхода воздуха

$$p_{ст} = RQ_c^2. \quad (2.74)$$

График зависимости статического давления $p_{ст}$ от расхода Q_c аналогичен графику на рис. 2.14,б. Различие лишь в том, что одинаковым расходам соответствуют меньшие ординаты.

При эксплуатации и исследовании вентиляторных установок шахт пользуются понятием эквивалентное отверстие сети. Под ним понимается условное круглое отверстие в тонкой стенке, сопротивление которого равно сопротивлению шахтной сети.

Из гидравлики известно, что

$$S = \frac{Q}{\mu \sqrt{2p/\rho}},$$

где S — площадь отверстия; Q — расход воздуха; $\mu = 0,62 \div 0,65$ — коэффициент расхода; p — давление, под действием которого жидкость протекает через отверстие; ρ — плотность.

Подставляя значения $\mu = 0,65$, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ и обозначив $S = A$, получаем

$$A = 1,19 \frac{Q}{\sqrt{p_{ст}}}. \quad (2.75)$$

Рабочий режим лопастной машины на сеть. Подача машины Q_m — это расход жидкости через нее. В соответствии с уравнением неразрывности потока при работе установки она равна расходу жидкости в сети Q_c .

Как уже отмечалось, для транспортирования жидкости по сети напор (давление) $H_c(p_c)$ создается лопастной машиной. В соответствии с законом сохранения энергии в рабочем режиме напор (давление) машины $H_m(p_m)$ равен напору в сети $H_c(p_c)$.

Таким образом, для рабочего режима характерно

$$Q_m = Q_c; \quad (2.76)$$

$$H_m = H_c. \quad (2.77)$$

Условия (2.76) и (2.77) соблюдаются для корней системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} H_m &= f(Q_m) \\ H_c &= f(Q_c) \end{aligned} \right\} \quad (2.78)$$

Напорные характеристики сети и лопастных машин представляют собой квадратичные функции и совместное их аналитическое решение — процесс трудоемкий. В последнее время достаточ-

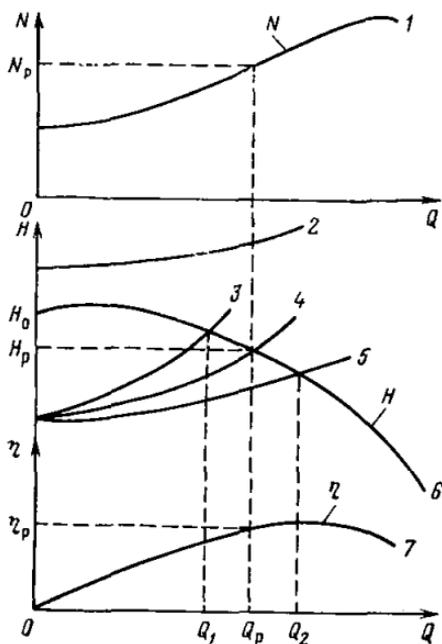


Рис. 2.15. График для определения параметров рабочего режима турбомашин

но часто рассматриваемая система решается на вычислительных машинах. Но проще и нагляднее решение задач выполняется графически. Для этого следует на общей координатной сетке в одинаковом масштабе построить графики $H_m = f(Q_m)$ и $H_c = f(Q_c)$. Координаты точки пересечения этих кривых и являются искомыми корнями.

На рис. 2.15 кривой 6 изображена напорная характеристика насоса $H = f(Q)$, кривая 1 — зависимость $N = f(Q)$ и кривой 7 — зависимость $\eta = f(Q)$. Здесь же кривой 4 изображена напорная характеристика сети. Параметры рабочего режима — Q_p и H_p .

Для определения мощности и к. п. д. машины в рабочем режиме проводим для абсциссы Q_p вертикальную линию. Ординаты точек пересечения ее с кривыми 1 и 7 и есть искомые мощность N_p и к. п. д. η_p .

Необходимо обратить внимание на то, что подача лопастной машины в рабочем режиме в зависимости от характеристики сети может изменяться в широких пределах.

Так, в условиях рассмотренного примера при работе на сеть, характеристика которой изображается кривой 3, подача того же самого насоса будет $Q_1 < Q_p$, а при работе на сеть с характеристикой 5 $Q_2 > Q_p$. Подача насоса будет равна нулю, если задвижка на нагнетании закрыта. В этом случае характеристика сети сольется с осью ординат. Насос и при открытой задвижке может обеспечивать $Q=0$. Если характеристика сети будет иметь вид кривой 2, то насос поднимет воду в вертикальном трубопроводе на высоту, равную напору при нулевой подаче.

Устойчивость рабочих режимов лопастных машин. Устойчивыми являются режимы, для которых отклонения в результате какого-либо возмущающего воздействия с течением времени стремятся к нулю, если причина возмущения устранена. После снятия возмущения устойчивые режимы восстанавливаются автоматически без применения специальных мер. Неустойчивые режимы не восстанавливаются. Даже незначительные возмущения и их снятие в последнем случае приводят систему либо в новое состояние с параметрами режима, существенно отличающимися от первоначальных, либо к незатухающим колебаниям со значительными амплитудами изменения рабочих параметров.

При работе системы лопастная машина — сеть возмущающие воздействия следуют практически непрерывно: кратковременные изменения частоты вращения ротора, обусловленные колебаниями частоты и напряжения переменного тока в электрической сети; изменения гидравлического сопротивления внешней сети и т. д. Ранее рассматривалось установившееся движение жидкости (газов) по внешней сети и проточной части машины, при котором поле скоростей в каждом конкретном сечении не зависело от времени. Для оценки устойчивости, как следует из изложенного выше, необходимо рассмотреть поведение системы в переходном во времени режиме, обусловленном каким-либо возмущением и его снятием.

Эту задачу можно решить, если известны динамические характеристики машины и сети. Шахтные водоотливные и вентиляционные сети отличаются значительной протяженностью. Динамические процессы в них протекают на несколько порядков продолжительнее гидродинамических процессов в насосах и вентиляторах. Поэтому при анализе переходных режимов в рассматриваемых установках генераторы гидравлической энергии можно считать практически безынерционными звеньями и в качестве динамических использовать их статические характеристики.

Неустановившееся движение воды в трубопроводах и воздуха в вентиляционных каналах описывается системами уравнений в частных производных. Их решение при нелинейных граничных условиях, накладываемых работой лопастных машин, затруднено. Для оценки устойчивости можно воспользоваться приближенными зависимостями, основанными на том, что распределенное сопротивление сети условно сконцентрировано в нескольких точках (в первом приближении в одной). Для шахтного водоотливного трубопровода потери давления по длине и в местных сопротивлениях составляют около 0,03—0,05 от давления, создаваемого насосом, поэтому концентрация сопротивления в одной точке, безусловно, допустима. Для шахтной вентиляционной сети концентрация распределенного сопротивления в одной точке может быть использована только для получения качественных зависимостей.

При концентрации распределенного сопротивления в одной или нескольких точках для исследования переходных режимов может быть использован простой и наглядный графический метод. В основе его лежат зависимости между давлением и расходом, установленные Н. Е. Жуковским для гидравлического удара.

Выделим в трубопроводе два граничных сечения: входное, через которое вода поступает в него, и выходное, через которое вода вытекает.

Для входного сечения [3]

$$p_k - p_n = \rho \frac{c}{S} (Q_k - Q_n). \quad (2.79)$$

Для выходного сечения

$$p_k - p_n = -\rho \frac{c}{S} (Q_k - Q_n). \quad (2.80)$$

В выражениях (2.79) и (2.80): p_k, p_n — соответственно давление конечное после возмущения, начальное до возмущения; ρ — плотность жидкости (газа); C — скорость распространения ударной волны (скорость звука в данной среде); S — площадь сечения потока; Q_k и Q_n — расход соответственно конечный и начальный.

Уравнения (2.79) и (2.80) указывают на линейный характер зависимости изменения давления от изменения расхода. Их называют волновыми характеристиками трубопровода. На графике в координатах расход — давление они изображаются прямой линией, проходящей через точку с параметрами Q_n и p_n . Угловой коэффициент $\pm \rho \frac{C}{S}$ определяется свойствами жидкости и сечением сети. Для данной сети он может быть принят постоянным.

В дальнейших рассуждениях распределенное сопротивление сети будем условно концентрировать в выходном сечении.

Граничная зависимость между давлением и расходом для входного сечения сети определяется напорной характеристикой генератора гидравлической энергии — насоса или вентилятора. Граничная зависимость для выходного сечения зависит от сопротивления, сконцентрированного в нем, и от схемы сети.

В общем случае насос работает на горизонтальный или наклонный трубопровод, из выходного сечения которого вода сливается в атмосферу; подается в резервуар большого поперечного сечения с высотой H_r ; поступает в емкость с избыточным давлением p_r и к потребителю гидравлической энергии, характерному определенной функциональной зависимостью между давлением и расходом.

Таким образом, в общем случае жидкость сливается в пространство с давлением p_r . При сливе в атмосферу избыточное давление $p_r=0$; при подаче в резервуар $p_r=\rho g H_r$; при подаче к потребителям давление p_r является функцией расхода в выходном сечении трубопровода. Схема насосной установки (рис. 2.16,а) включает центробежный насос 1, который через обратный клапан 2 по трубопроводу 3 длиной, равной геометрической длине реального трубопровода с сопротивлением 4, условно сконцентрированном в выходном сечении, подает воду в полость 5 с давлением p_r . В шахтном водоотливном трубопроводе геометрическая высота изменяется пропорционально длине. Экспериментально подтверждено соответствие данной модели шахтному водоотливу.

На рис. 2.16,б напорная характеристика насоса имеет вид кривой 3, а напорная характеристика сети — вид кривой 1. Как было показано выше, параметры установившегося режима системы насос — сеть определяются координатами точки А.

Предположим, что в момент $t=0$ частота вращения вала насоса скачком увеличилась на Δn . При частоте вращения $n+\Delta n$ напорная характеристика агрегата примет вид кривой 2. Таким образом, в момент $t=0$ во входном сечении трубопровода произойдет изменение давления, что вызовет переходный процесс в установке. Непосредственно после возмущения параметры потока во входном

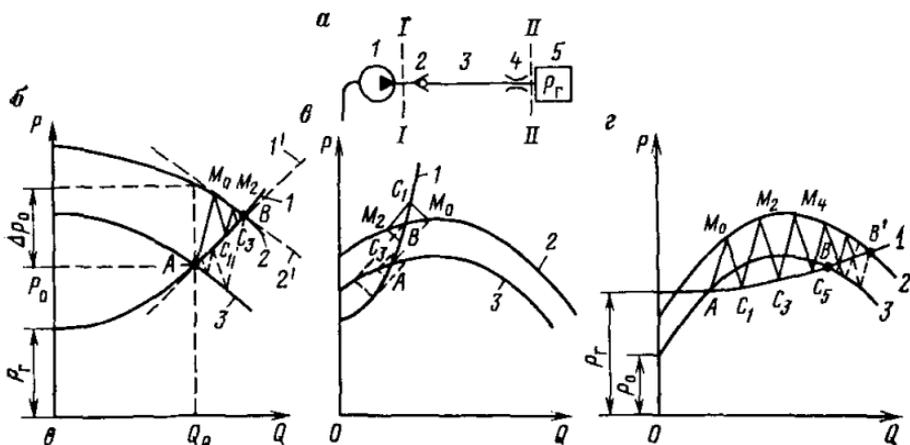


Рис. 2.16. Графическое исследование устойчивости рабочих режимов системы центробежный насос — сеть;

расчетная схема шахтной водоотливной установки (а); график к определению параметров переходного процесса при скачкообразном изменении частоты вращения ротора, если параметр $\frac{dH_M}{dQ}|_0 < 0$ (б) при соотношении $\frac{\rho C}{S} > \left[\frac{dH_C}{dQ_0} \right] > \left[\frac{dH_M}{dQ} \right]_0$ (в); при соотношении $\frac{\rho C}{S} > \left[\frac{dH_M}{dQ} \right]_0$ и $\left[\frac{dH_M}{dQ} \right]_0 > \left[\frac{dH_C}{dQ} \right]_0$ (г)

сечении трубопровода определяются исходя из следующих соображений. С одной стороны, они должны соответствовать напорной характеристике насоса при новой частоте вращения (кривая 2), а с другой — так как в трубопроводе произошло изменение давления во входном сечении — прямой, построенной по уравнению (2.79). При этом $p_H = p_A$ и $Q_H = Q_A$. Тогда непосредственно после возмущения давление во входном сечении (у машины) станет равным p_{M_0} , а расход — Q_{M_0} . Волна параметрами p_{M_0} , Q_{M_0} пойдет по трубопроводу к приемнику. В момент $t = L/C$ после возмущения она достигнет сопротивления в выходном сечении трубопровода и от него отразится. Параметры отраженной волны в соответствии с изложенным определяются как координаты точки пересечения граничной для выходного сечения трубопровода зависимости 1' и прямой, построенной по уравнению (2.80). Теперь $p_H = p_{M_0}$ и $Q_H = Q_{M_0}$. Следовательно, в момент $t = L/C$ в выходном сечении трубопровода расход и давление станут равными p_{C_1} и Q_{C_1} (Индекс c_1 обозначает, что параметры определены в выходном сечении сети в момент $tC/L = 1$). Волна с этими параметрами пойдет к входному сечению трубопровода. К насосу она подойдет в момент $t = 2L/C$. Здесь произойдет ее отражение — давление и расход примут значения p_{M_2} , Q_{M_2} . В дальнейшем процесс будет протекать в соответствии с ломаной $M_0 C_1 M_2 C_3$ до тех пор, пока система не придет в новый, установившийся режим с параметрами p_B , Q_B .

Если теперь предположить, что частота вращения ротора насосного агрегата мгновенно примет прежнее значение n и, следовательно, напорная характеристика возвратится к виду 3, то в си-

стеме начнется переходный процесс. Параметры процесса в соответствии с изложенным будут последовательно, через промежутки времени L/C , принимать значения, соответствующие координатам вершин пунктирной ломаной на рис. 2.16,б. Таким образом, после снятия возмущения система возвратится в исходное положение. В соответствии с определением, приведенным выше, это свидетельствует об устойчивости рассмотренного режима.

Для оценки устойчивости мы рассматривали переходные процессы при малых отклонениях. В таких случаях криволинейные участки напорных характеристик машины и сети условно можно заменить прямыми $2'$ и $1'$ (см. рис. 2.16,б). Уравнение прямой $2'$ имеет вид

$$p_m = p_0 + \Delta p_0 + [dp_m/dQ]_0(Q_m - Q_0), \quad (2.81)$$

а прямой $1'$ соответственно —

$$p_c = p_0 + [dp_c/dQ]_0(Q_c - Q_0), \quad (2.82)$$

где p_0 , Q_0 — соответственно давление и расход во входном сечении трубопровода до возмущения; Δp_0 — скачок давления при Q_0 , обусловленный изменением частоты вращения ротора; $[dp_m/dQ]_0$ — производная от p_m по Q в точке с координатами p_0 , Q_0 ; Q_m , Q_c — подача насоса и расход в сети; $[dp_c/dQ]_0$ — производная от p_c по Q в точке с координатами p_0 , Q_0 .

Величина Δp_0 оказывает влияние только на размах отклонения параметров в переходном процессе. Характер же процесса, как следует из изложенного и уравнений (2.79), (2.80), (2.81) и (2.82) зависит только от соотношений $[dp_m/dQ]_0$, $[dp_c/dQ]_0$ и $\rho C/S$.

Как будет показано ниже, рабочий режим системы машина — сеть устойчив, если выполняются условия

$$[dp_c/dQ]_0 > [dp_m/dQ]_0; \quad (2.83)$$

$$\rho C/S > [dp_m/dQ]_0. \quad (2.84)$$

Так как в общем случае $p_c = p_r + \rho g a Q^2$, то $[dp_c/dQ]_0 = 2\rho g a Q_0$ — величина всегда положительная. Положительна также величина $\rho C/S$. Для напорной характеристики генератора гидравлической энергии параметр $[dp_m/dQ]_0$ может быть как отрицательным, так и положительным.

На нисходящих участках напорных характеристик генераторов гидравлической энергии (как в рассматриваемом выше примере) $[dp_m/dQ]_0 < 0$, поэтому условия устойчивости (2.83) и (2.84) выполняются всегда.

Восходящие участки напорных характеристик как центробежных насосов, так и в большинстве случаев центробежных вентиляторов отличаются незначительной крутизной. При этом $\rho C/S > [dp_m/dQ]_0$, т. е. условие (2.84) выполняется. Если выполняется и условие (2.83), то режим системы машина — сеть будет устойчивым. Покажем справедливость сказанного.

На рис. 2.16,в кривой 3 представлена напорная характеристика насоса при частоте вращения ротора n , характеристика сети — кривой 1. Из рисунка видно, что для точки А справедливо соотношение $[dp_c/dQ]_0 > [dp_m/dQ]_0$. Предположим, как и ранее, что в момент $t=0$ частота вращения ротора возросла до $n+\Delta n$ и напорная характеристика насоса приняла вид кривой 2. Ранее мы показали, что $\rho C/S > [dp_m/dQ]_0$. В момент $t=0$ в начальном сечении трубопровода в соответствии с изложенным установится режим с параметрами p_{m_0} , Q_{m_0} . Волна давлением p_{m_0} , расходом Q_{m_0} распространится до конечного сечения трубопровода. В момент $t=L/C$ произойдет ее отражение. Так как параметры потока в этом случае определяются как координаты точки пересечения кривой 1 и прямой, построенной по уравнению (2.80), то в момент $t=L/C$ в выходном сечении давление и расход будут соответственно равны p_c и Q_c . По истечении некоторого промежутка времени установится режим с параметрами точки В. После снятия возмущения параметры переходного режима будут определяться вершинами пунктирной ломаной линии. Из рис. 2.16,в видно, что в рассматриваемом случае рабочий режим системы машина — сеть устойчивый.

При наличии восходящего участка напорной характеристики насоса возможно пересечение с характеристикой сети 1, приведенное на рис. 2.16,г. В этом случае для точки А характерно $[dp_c/dQ]_0 < [dp_m/dQ]_0$, т. е. условие (2.83) не выполняется. Предположим, что система работала в режиме А и в момент $t=0$ скачком увеличилась частота вращения ротора. Пусть при новой частоте напорная характеристика примет вид кривой 2. Из рисунка видно, как будут изменяться параметры в системе после возмущения и что, в конце концов, установится режим В'. Если после этого частота вращения ротора примет прежнее значение, а напорная характеристика насоса — вид кривой 3, то рабочий режим не возвратится в точку А, новые параметры рабочего режима будут характеризоваться координатами точки В (см. пунктирные построения на рис. 2.16,г).

Из изложенного следует, что режим А является неустойчивым. И, наконец, об устойчивости рабочих режимов осевых вентиляторов. Аэродинамические характеристики осевых вентиляторов при больших углах установки лопаток рабочего колеса имеют седлообразную форму. Иногда на характеристиках появляются разрывы. Крутизна восходящего участка кривой давления при этом настолько значительна, что практически всегда $[dp_m/dQ]_0 > \rho C/S$, т. е. условие устойчивости (2.84) не выполняется. Для вентиляционных сетей даже для крутовосходящего участка кривой давления $[dp_c/dQ]_0 > [dp_m/dQ]_0$.

Но так как условие (2.84) не выполняется, то режим вентилятора будет неустойчивым. Для доказательства предположим, что вентилятор забирает воздух из атмосферы и подает в сеть, аэродинамическое сопротивление которой условно сосредоточено в выходном сечении. Пусть давление вентилятора при данной частоте

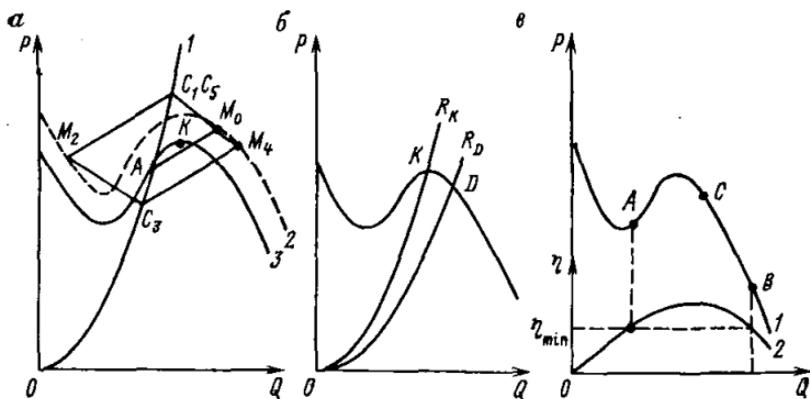


Рис. 2.17. График устойчивости рабочих режимов в установке с осевым вентилятором для определения параметров помпажного режима (а); устойчивых режимов (б); рабочая часть индивидуальной характеристики осевой турбомашинны (в)

вращения изменяется по кривой 3, а характеристика сети — по кривой 1 (рис. 2.17,а).

Таким образом, характеристика сети пересекается с кривой 3 на восходящем участке в точке А. После скачкообразного роста частоты вращения ротора зависимость давления вентилятора от подачи можно представить кривой 2. Если волновая характеристика сети, проведенная через точку А, имеет вид прямой AM_0 , то непосредственно после возмущения в начальном сечении сети установится режим с параметрами p_{M_0} , Q_{M_0} . Волна с такими параметрами в момент $t=L/C$ встретит сопротивление в выходном сечении сети. В этот момент там установится режим с параметрами p_{M_2} , Q_{M_2} .

В момент $t=2L/C$ волна подойдет к выходному сечению сети (точка C_3). В момент $t=4L/C$ у вентилятора установится режим M_4 , параметры системы окажутся такими, что колебательный процесс достигнет предельного цикла. В системе у вентилятора через каждые $2L/C$ параметры изменяются p_{M_4} , Q_{M_4} до p_{M_2} , Q_{M_2} , а в

выходном сечении сети — соответственно от режима, характеризуемого координатами точки C_3 , до режима точки C_1 . На практике предельный цикл может быть сложнее и устанавливаться значительно дольше. Важно отметить, что при $\rho C/S < [dp_m/dQ]_0$ и $[dp_c/dQ]_0 > [dp_m/dQ]_0$ устойчивые режимы на восходящей ветви вентилятора отсутствуют. В системе устанавливается колебательный процесс, который принято называть помпажем.

Периодические изменения давления и подачи вентилятора довольно быстро ведут к разрушению установки.

Помпажные режимы качественно отличаются от устойчивых. Из рассмотренного следует, что их возникновение обусловлено из-

менением соотношения между такими количественными параметрами, как

$$[dp_c/dQ]_0, [dp_m/dQ]_0 \text{ и } \rho C/S.$$

Рабочие режимы водоотливных и вентиляторных установок будут устойчивыми при выполнении условий (2.83) и (2.84). Внимательное рассмотрение позволяет прийти к более простым критериям устойчивости. Так как для шахтных насосных установок условие (2.84) выполняется всегда, то их режимы будут устойчивы при $[dp_c/dQ]_0 > [dp_m/dQ]_0$. Соотношение соблюдается, если $p_r < p_{н0}$, где $p_{н0}$ — давление, создаваемое насосом при закрытой задвижке.

Так как $p_{н0}$ изменяется во время эксплуатации из-за износа проточной части насоса и вследствие неравномерностей частоты вращения ротора, то для гарантирования устойчивости пользуются критерием

$$H_r \leq H_{н0}, \quad (2.85)$$

где H_r — геометрическая высота водоподъема; $H_{н0}$ — напор, создаваемый насосом при нулевой подаче.

Как следует из изложенного, рабочие режимы центробежных вентиляторов практически всегда устойчивы. Для устойчивости осевых вентиляторов необходимо исключить режимы, для которых $\rho C/S < [dp_m/dQ]_0$, т. е. исключить работу на восходящем участке напорной характеристики. Характеристика сети должна пересекаться с кривой давления правее точки K (рис. 2.17,б). Так как и для осевых вентиляторов возможны отклонения давления p_k , обусловленные изменением частоты вращения вала и износом элементов машины, то в качестве практического критерия устойчивости в соответствии с ГОСТ 11004—84 используют зависимость $p_p \leq p_D$, где p_p — давление вентилятора в рабочем режиме; p_D — допустимое давление, которое определяют (рис. 2.17,б) как ординату точки пересечения аэродинамической характеристики вентилятора с характеристикой сети, сопротивление которой $R_D = R_K/1, 2$, где R_K — сопротивление сети с напорной характеристикой, проходящей через точку K .

Рабочая часть характеристик лопастных машин. Кроме устойчивости, к рабочим режимам лопастных машин предъявляется требование экономичности, которая оценивается коэффициентом полезного действия. К. п. д. машины с изменением подачи может принимать значения от нуля до максимального η_{\max} .

Экономичными считаются режимы, при которых $\eta \geq \eta_{\min}$, где η_{\min} — минимально допустимое значение к. п. д.

В теории лопастных машин используются два метода определения η_{\min} . В первом методе η_{\min} находят по выражению $\eta_{\min} = (0,8 \div 0,85) \eta_{\max}$, во втором — задаются конкретным его значением с учетом уровня развития турбомашиностроения. Например, в настоящее время для вентиляторов главного проветривания принято $\eta_{\min} = 0,6$.

Участок характеристики лопастной машины, режимы которого удовлетворяют условиям экономичности и устойчивости, называется рабочей частью.

Для центробежных насосов и вентиляторов рабочая часть характеристики определяется только условиями экономичности.

Для осевых вентиляторов часть экономичных режимов оказывается неустойчивой. На аэродинамической характеристике осевого вентилятора (кривая 1 рис. 2.17,в) экономичные режимы расположены между точками А и В, что обусловлено зависимостью к. п. д. от подачи — кривой 2. Устойчивыми являются режимы, представленные участком кривой 1, правее точки С. Таким образом, рабочей частью аэродинамической характеристики вентилятора в данном случае является участок СВ.

Примеры.

1. Определить расход воздуха, поступающего в шахту, если эквивалентное отверстие $A=2$ м², давление в вентиляционной сети $p_{ст}=2000$ Па. Из выражения (2.75) определяем расход

$$Q = \frac{A\sqrt{p_{ст}}}{1,19} = \frac{2\sqrt{2000}}{1,19} = 75 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Определить напор, необходимый для подачи по шахтному водоотливному трубопроводу расхода воды $Q_c=0,1$ м³/с, если геометрическая высота $H_T=500$ м, длина трубопровода $l=600$ м, диаметр трубопровода $d=0,3$ м, коэффициент потерь по длине (Дарси) $\lambda=0,03$ и сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\xi=25$. По выражению (2.71) искомый напор $H_c=500+a\cdot 0,1^2$,

$$\text{где } a = \frac{8}{3,14^2 \cdot 0,3^4 \cdot 9,81} \left(1 + \frac{0,03 \cdot 600}{0,3} + 25 \right) = 878 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Набор $H_c=500+878 \cdot 0,01=509$ м.

Вопросы для самопроверки

1. Что понимается под напорной характеристикой сети? Сделайте вывод уравнения напорной характеристики шахтной водоотливной сети.
2. Какие режимы лопастных машин являются устойчивыми? Дайте определение. Приведите условия устойчивости.
3. Приведите уравнения связи между давлением и расходом во входном сечении трубопровода в переходном процессе.
4. Объясните сущность помпажных режимов осевых вентиляторов.

2.6. РЕГУЛИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ МАШИН

Под регулированием понимают изменение параметров рабочих режимов.

Качество способов регулирования наиболее полно оценивается приведенными годовыми затратами на эксплуатацию конкретной установки с данным устройством.

Все способы регулирования сводятся к изменению напорных характеристик машин и сети.

Регулирование изменением характеристики сети. Этот способ регулирования наиболее простой и доступный. Сущность его состоит в следующем.

Если индивидуальные характеристики (рис. 2.18) насоса представлены зависимости $H=f(Q)$ — кривая 5, $N=f(Q)$ — 1, $\eta=f(Q)$ — 6, а характеристика сети имеет вид кривой 4, то параметры рабочего режима будут Q_1, N_1, H_1, η_1 . Предположим, что по условиям эксплуатации подача насоса в сеть должна быть уменьшена до Q_2 . Этого можно добиться, изменив характеристику сети до положения кривой 3. Наиболее просто последнее достигается прикрытием задвижки на нагнетании. При прикрытии задвижки увеличивается ее коэффициент местного сопротивления и, следовательно, общее сопротивление сети.

После изменения характеристики сети параметры нового режима будут Q_2, H_2, N_2, η_2 . В рассмотренном случае $\eta_2 > \eta_1$, а $N_2 < N_1$. Но из этого нельзя делать вывод об экономичности рассмотренного способа регулирования. Дело в том, что снижение потребляемой насосом мощности сопровождается снижением подачи.

Энергия же, затрачиваемая на транспортирование 1 м^3 жидкости,

$$E_y = \frac{N_2}{Q_2} = \frac{\rho g H_2 Q_2}{\eta_2 Q_2} = \frac{\rho g H_2}{\eta_2}$$

увеличивается. На рис. 2.18 зависимость $E_y=f(Q)$ изображена кривой 2. Параметр E_y с уменьшением Q возрастает. При неизменной характеристике сети (кривая 4) для транспортирования расхода Q_2 необходим напор H_2' . Разность между напорами H_2 и H_2' есть потери напора в задвижке ΔH_3 . Им соответствуют потери мощности $\Delta N_3 = \frac{\rho g \Delta H_3 Q_2}{3600 \eta_2}$. Увеличение удельной энергии в общем случае не может быть основанием для отказа от данного способа регулирования. Во-первых, в определенных условиях может оказаться, что уменьшить расход в сети необходимо обязательно, например в случае работы насоса на резервуар, который может переполниться, что приведет к затоплению помещения или рабо-

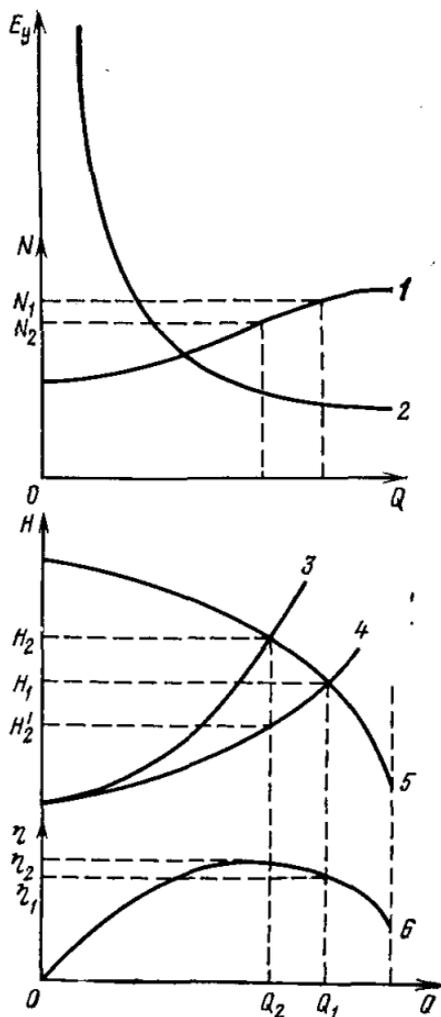


Рис. 2.18. Схема регулирования насосной установки дросселированием нагнетательного трубопровода

ты вентилятора на сеть, скорость воздуха в которой превышает допустимую правилами безопасности, а эксплуатационник не располагает никакими другими средствами, кроме заслонки. Во-вторых, при достаточно пологой напорной характеристике насоса и относительно большой геодезической высоте для получения необходимого регулировочного эффекта потери напора ΔH_3 могут составить $(0,03-0,05)H_2'$ и, следовательно, потери мощности в задвижке будут 3—5%. Для экономии $(0,03-0,05)N_2$ потребуются достаточно сложные и дорогие регуляторы, затраты энергии в которых могут превысить потери в задвижке.

Если кривая $N=f(Q)$ с ростом подачи снижается, то уменьшение расхода в сети целесообразней осуществлять сбросом части жидкости, а для вентиляторов, работающих на всасывание, подсосом воздуха. Сущность этого способа подробно рассмотрена в разделе 3.

Регулирование изменением напорной характеристики лопастных машин. Такие способы регулирования на практике широко используются.

Напор реальной машины

$$H = \frac{\eta_r}{g} (u_2 c_{u2} \pm u_1 c_{u1}),$$

подача $Q = \eta_0 k_3 \pi D_2 b_2 c_{m2}$.

Так как $c_{u2} = u_2 - c_{m2} \operatorname{ctg} \beta_2$, где β_2 — угол выхода потока из рабочего колеса, а $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$ и $u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$, то после соответствующих преобразований получим

$$H = \frac{\eta_r}{g} \left(\frac{\pi^2 D_2^2 n^2}{3600} - \frac{Q n \operatorname{ctg} \beta_2}{60 \eta_0 k_3 b_2} \pm \frac{\pi^2 D_2 D_1 n^2}{3600} \frac{c_{u1}}{u_2} \right).$$

Давление, создаваемое лопастной машиной, кроме этого, является функцией плотности жидкости.

Из изложенного следует, что при данной подаче давление

$$p = f(n, D_2, \beta_2, k_3, b_2, D_1/D_2, c_{u1}/u_2, \eta_r, \eta_0, \rho). \quad (2.86)$$

Все существующие и возможные способы регулирования связаны с изменением одного или одновременно нескольких параметров, входящих в правую часть выражения (2.86). Так как число независимых параметров, на которые можно воздействовать, достаточно большое — 10, а число их комбинаций по два, по три и т. д. будет весьма значительным, то рассмотреть все в принципе возможные способы изменения напорных характеристик лопастных машин нельзя. Остановимся только на способах, нашедших применение на практике.

Регулирование изменением частоты вращения ротора лопастной машины. При изменении частоты вращения ротора в ограниченных пределах к. п. д. лопастной машины на сходственных режимах почти не изменяется. Поэтому потери, связанные с таким регулированием, практически отсутствуют. Последнее дало осно-

вание считать регулирование изменением частоты вращения идеальным способом.

Однако на практике регулирование плавным изменением частоты вращения имеет ограниченное применение. В настоящее время оно используется только для весьма крупных вентиляторов ВЦД-31, 5М, ВЦД-40 и ВЦД-47, 5А. Регулируемый привод первого и второго выполнены по схеме машинно-вентильного асинхронного каскада, а последнего — по схеме комбинированного вентильно-машинного каскада, состоящего из асинхронного двигателя и двигателя постоянного тока.

Объясняется ограниченное распространение плавного регулирования изменением частоты вращения тем, что регулируемый привод значительно сложнее и дороже нерегулируемого, а применение ременных и зубчатых передач не только удорожает установку, но и снижает ее надежность; использование же гидромuft, в дополнение к отмеченному, связано со значительным рассеянием энергии.

Широко используется ступенчатое регулирование изменением частоты вращения путем однократной замены двигателя, а также регулирование вентиляторов местного проветривания с пневмоприводом.

Если известны характеристика сети и напорная характеристика машины при данной частоте вращения, то соответствующие рабочему режиму параметры Q , $H(p)$, N и η определить нетрудно.

Но при регулировании часто приходится решать обратную задачу определения частоты вращения, при которой данная машина на заданную сеть обеспечивает необходимую подачу.

Остановимся на этом вопросе.

Ранее отмечалось, что точки напорной характеристики с изменением частоты вращения ротора перемещаются в плоскости $H(p) - Q$ по кривым пропорциональности, являющимся квадратическими параболой, проходящими через начало координат. Если сеть не имеет геометрической высоты, то ее характеристика также изображается квадратической параболой, проходящей через начало координат. Таким образом, в этом случае характеристика сети является одновременно и кривой пропорциональности. Поэтому связь между параметрами Q_2 и n_2 нового рабочего режима с параметрами Q_1 и n_1 определяется зависимостью $n_2 = n_1 Q_2 / Q_1$.

Для случая, когда сеть имеет геометрическую высоту, решение задачи по определению необходимой частоты вращения несколько осложняется.

Предположим, что напорная характеристика насоса при частоте вращения n_1 изображается кривой 3 (рис. 2.19). Пусть характеристика сети имеет вид кривой 2. Необходимо определить частоту вращения n_2 , при которой насос обеспечит в сети расход Q_2 . Это произойдет, если напорная характеристика при частоте n_2 пройдет через точку А (кривая 4). Известно, что каждая точка новой напорной характеристики имеет соответствующую точку на

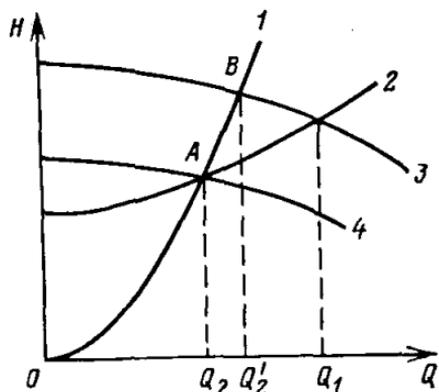


Рис. 2.19. График для определения необходимой частоты вращения

способ достаточно широко используется;

2) путем подрезки концов лопаток рабочих колес. Такую операцию выполняют практически только для насосов;

3) путем замены рабочего колеса вентилятора геометрически подобным другого диаметра.

Подача лопастной машины

$$Q = \eta_0 k_3 \pi D_2 b_2 \bar{c}_{u2} u_2 \operatorname{tg} \alpha_2,$$

где α_2 — угол между абсолютной c_2 и переносной u_2 скоростями.

Подставив в последнее выражение

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}, \text{ получим}$$

$$Q = \eta_0 \frac{k_3 \pi^2}{60} n \bar{c}_{u2} \operatorname{tg} \alpha_2 D_2^2 b_2.$$

В двух первых вариантах при изменении в ограниченных пределах диаметра D_2 ширина рабочего колеса b_2 изменяется незначительно. При постоянной частоте вращения можно считать постоянными в рассматриваемом случае также параметры η_0 , k_3 , \bar{c}_{u2} и α_2 . Поэтому при повороте закрылков и подрезке лопаток подача машины изменяется практически пропорционально квадрату диаметра рабочего колеса.

В соответствии с выражением (2.58) при постоянной частоте напор лопастной машины изменяется также пропорционально квадрату диаметра. К. п. д. машины в рассматриваемом случае на сходственных режимах остается практически постоянным, поэтому мощность изменяется пропорционально четвертой степени диаметра. Последнее свидетельствует, что даже при относительно небольшом (до 10%) увеличении диаметра рабочего колеса

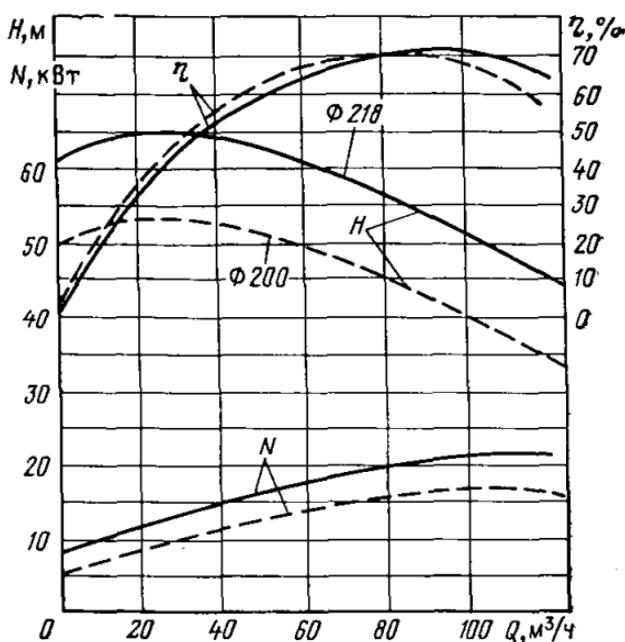
характеристике 3. Для точки A соответствующей является точка B, лежащая на общей с ней кривой пропорциональности 1.

Таким образом, искомая частота вращения $n_2 = n_2 Q_2 / Q_2'$, где Q_2' — подача, соответствующая точке B напорной характеристики при частоте вращения n_1 .

Регулирование изменением диаметра рабочего колеса. Оно может быть реализовано в трех вариантах:

1) в вентиляторах с помощью съемных закрылков небольшой длины, которые крепятся к выходным кромкам лопаток. Этот

Рис. 2.20. Индивидуальные характеристики насоса 4К-8



вентилятора с помощью закрылков в большинстве случаев необходима замена двигателя.

Подрезку лопаток рабочих колес насосов можно проводить в шахтных мастерских, но чаще эта операция выполняется заводом-изготовителем. Консольные насосы и насосы двустороннего всасывания могут по требованию заказчика поставляться с рабочими колесами разных диаметров. На рис. 2.20 для примера приведены зависимости напора H , мощности N , к. п. д. η от подачи Q для насоса 4К-8 с диаметрами рабочих колес 200 и 218 мм. Индивидуальные характеристики насоса практически соответствуют рассмотренным теоретическим положениям.

Замена рабочего колеса другим, выполненным по той же аэродинамической схеме в прежнем спиральном кожухе, как показали исследования, для высокоэкономичных вентиляторов практически не влияет на безразмерные характеристики, если соответствующим образом будет изменен отвод. Поэтому в соответствии с выражениями (2.59), (2.58) и (2.60) подача вентилятора изменяется на сходственных режимах пропорционально кубу, давление — пропорционально квадрату, а мощность — пропорционально пятой степени диаметра.

Регулирование изменением площади активной части живого сечения рабочего колеса. Известен ряд вариантов данного способа регулирования: изменением ширины рабочего колеса; перемещением входного патрубка; заглушкой межлопаточных каналов рабочего колеса.

Наилучшие результаты бесступенчатого изменения ширины рабочего колеса получены для схемы, когда специальный диск, про-

ходящий через лопатки и вращающийся вместе с рабочим колесом, может плавно перемещаться в осевом направлении во время работы машины. При этом меняется ширина активного потока на выходе из рабочего колеса, что при одинаковом давлении приводит к уменьшению подачи вентилятора практически пропорционально размеру b_2 .

Недостаток регулирования передвижным диском — значительное усложнение конструкции. Нежестко закрепленные массы внутри вращающегося колеса ухудшают прочностные характеристики последнего.

Близким к рассмотренному по существу протекающих процессов является регулирование перемещением входного патрубка внутрь колеса. Этот способ конструктивно значительно проще предыдущего. При перемещении патрубка у покрывного диска рабочего колеса появляется зона отрыва потока, а живое сечение активной струи уменьшается. Необходимо также обратить внимание на то, что возникающие у покрывного диска вихри на определенных режимах приводят к разрывам характеристик, ухудшающим эксплуатационные качества машин.

В отечественной практике регулирование передвижными дисками и входными патрубками не применяется.

В угольной, горнорудной и других отраслях промышленности для транспортирования пульпы с включением твердого значительных габаритов широко применяются углесосы и землесосы. К этим машинам предъявляются противоречивые требования. С одной стороны, для пропуска больших кусков ширина колес машин должна быть значительной, а с другой, чтобы подача оставалась умеренной, площадь потока на выходе должна быть небольшой. Указанное противоречие в некоторых отечественных конструкциях преодолевается путем заглушки ряда симметрично расположенных межлопаточных каналов рабочих колес.

На рис. 2.21,а показаны схемы рабочих колес центробежных насосов при полном перекрытии 1 и перекрытии только на входе 2 сечения межлопаточных каналов. Напорные характеристики 2, 3 и кривые к. п. д. 2' и 3' при обоих вариантах перекрытия приведены на рис. 2.21,б; 1,1' — те же кривые без регулирования.

Регулировочный эффект обусловлен в основном тем, что при перекрытии межлопаточных каналов уменьшается коэффициент заполнения потоком выходного сечения колеса k_3 . При этом снижается подача. Изменяется также напор вследствие изменения гидродинамики потока. Последнее объясняет и некоторое снижение к. п. д., на который также отрицательно влияют дополнительные силы трения заглушенных каналов о жидкость.

Регулирование направляющими аппаратами. Большинство отечественных вентиляторов для регулирования рабочих режимов снабжено осевыми направляющими аппаратами (ОНА). Направляющий аппарат состоит из системы лопаток и механизма их одновременного поворота. Размещается аппарат 2 непосредственно перед рабочим колесом 1 лопастной машины (рис. 2.22,а). При-

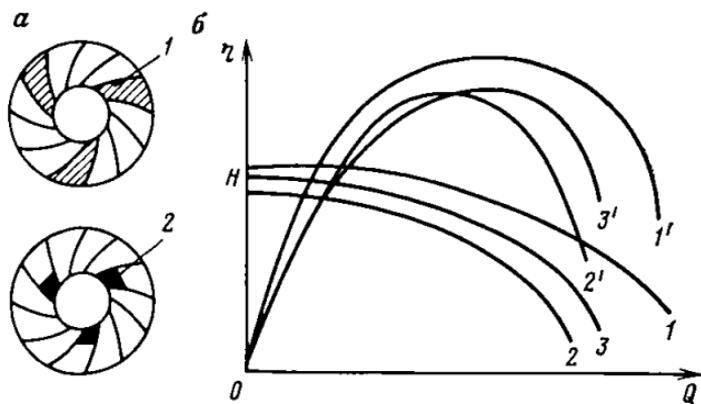


Рис. 2.21. Схема регулирования перекрытием межлопаточных каналов:

a — 1 и 2 — соответственно полное перекрытие сечения межлопаточных каналов и на входе; *b* — напорные характеристики и кривые к. п. д. насоса: 1 и 1' — нормальное рабочее колесо; 2 и 2' — три канала из девяти перекрыты полностью; 3 и 3' — три канала перекрыты только на входе

меняется для регулирования центробежных и осевых вентиляторов. Она в насосах не используются, поскольку они ухудшают всасывающую способность последних. Если цилиндрической поверхностью произвольного радиуса r провести сечение и развернуть его, то получим наклонную решетку, показанную на рис. 2.22, б. При угле $\theta = 0^\circ$ направляющий аппарат только дросселирует поток. При углах $\theta \neq 0^\circ$ поток поворачивается, возникает скорость закручивания на входе в межлопаточный канал рабочего колеса.

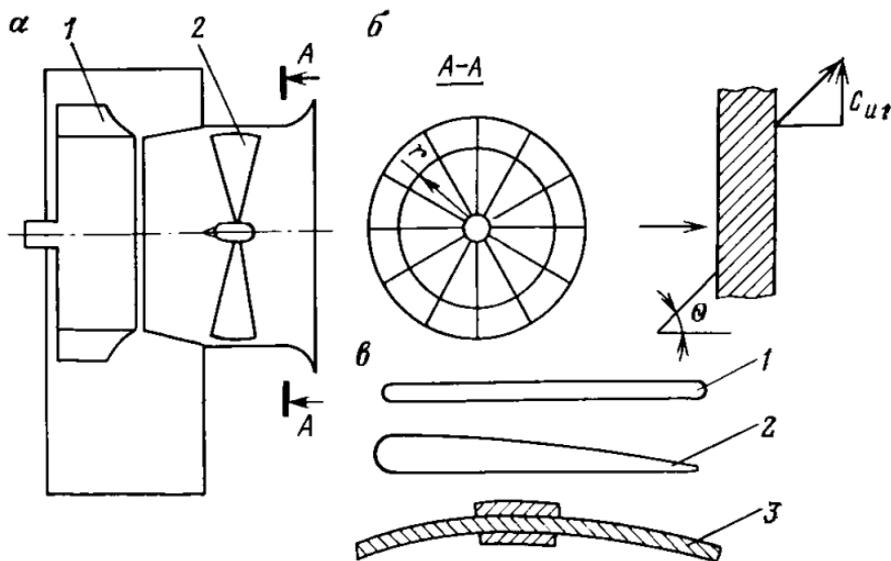


Рис. 2.22. Осевой направляющий аппарат:

a — схема расположения; *b* — схема потока; *в* — лопатки ОНА — плоская 1, плосковыпуклым профилем 2, с дугвым профилем 3

Если направление скорости c_{u1} совпадает с направлением вращения рабочего колеса, то в соответствии с изложенным выше давление, создаваемое вентилятором, снижается

$$p = \rho \eta_{\Gamma} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}).$$

При закручивании потока в сторону вращения существенного приращения давления не наблюдается, так как резко возрастают потери в рабочем колесе машины.

Регулирование лопастных машин закручиванием потока перед рабочим колесом может быть реализовано различными устройствами. В отечественных и зарубежных вентиляторах почти исключительно для этой цели применяются ОНА. Ими оборудованы практически все отечественные современные шахтные вентиляторы главного проветривания [8, 25].

Известно, что

$$p_{\Gamma} = \rho (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1});$$

$$c_{u2} = u_2 - c_{m2} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

а

$$c_{m2} = \frac{Q_{\Gamma}}{k_3 \pi D_2 b_2}.$$

Из параллелограмма скоростей на входе в межлопаточный канал рабочего колеса $c_{u1} = c_{m1} \operatorname{ctg} \alpha_1$, где α_1 — угол между скоростями c_1 и u_1 .

Подставив в последнее выражение

$$c_{m1} = \frac{Q_{\Gamma}}{k_3' \pi D_1 b_1},$$

где k_3' — коэффициент заполнения потоком входного сечения, и выполнив несложные преобразования, получим

$$p_{\Gamma} = \rho \left[u_2^2 - u_2 \left(\frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{k_3 \pi D_2 b_2} + \frac{u_1 \operatorname{ctg} \alpha_1}{u_2 k_3' \pi D_1 b_1} \right) Q_{\Gamma} \right]. \quad (2.87)$$

Из выражения (2.87) следует, что с увеличением углов установки лопаток направляющего аппарата теоретическое давление вентилятора при данной подаче будет уменьшаться.

Реальное давление вентилятора с направляющим аппаратом

$$p = p_{\Gamma} - \Delta p_{\text{НА}} - \Delta p_{\text{К}} - \Delta p_{\text{от}},$$

где $\Delta p_{\text{НА}}$, $\Delta p_{\text{К}}$ и $\Delta p_{\text{от}}$ — потери давления соответственно в направляющем аппарате, рабочем колесе и отводе. Потери в отводе являются функцией подачи вентилятора и практически не связаны с наличием ОНА.

Потери давления в ОНА зависят от вида лопаток. В настоящее время изготавливаются аппараты с лопатками трех типов: плоские 1, крыловые плоско-выпуклые 2 и дуговые 3 (рис. 2.22, а).

Потери давления в ОНА

$$\Delta p_{\text{НА}} = \rho \zeta_{\text{НА}} \frac{c_a^2}{2},$$

где $\zeta_{\text{НА}}$ — коэффициент местного сопротивления аппарата; c_a — осевая составляющая скорости потока, протекающего через аппарат.

Коэффициент местного сопротивления $\zeta_{\text{НА}}$ зависит от типа и угла установки лопаток.

При углах $\theta \approx 0^\circ$ для всех типов лопаток коэффициент $\zeta \approx 0,2$. Для углов $\theta = 50-60^\circ$ он возрастает в 15—30 раз. С возникновением скорости $c_{\text{ш}}$ относительная скорость на входе в рабочее колесо ω_1 уменьшается. Так как потери на трение в рабочем колесе пропорциональны ее квадрату, то при регулировании вентиляторов ОНА эта составляющая потерь уменьшается. Поворот вектора ω_1 при возникновении скорости $c_{\text{ш}}$ в ряде конструкций вентиляторов при малых углах θ снижает угол атаки, что ведет к уменьшению потерь на удар при входе и, как следствие, к росту общего к. п. д. Например, для вентилятора ВЦО увеличение к. п. д. составляет 4%.

При больших углах установки лопаток ОНА значительно растут потери $\Delta p_{\text{НА}}$, а также потери на удар при входе потока в межлопаточные каналы рабочего колеса. К. п. д. вентилятора резко снижается. При углах $\theta \geq 60^\circ$ статический к. п. д. вентилятора редко превышает 0,6. Зона режимов, при которых $\eta_{\text{ст}} \geq 0,6$, считается экономичной. Глубина регулирования оценивается выражением $l_{\text{НА}} = \frac{p_{\text{max}} - p_{\text{min}}}{p_{\text{max}}}$, где p_{max} — максимальное давление

вентилятора при оптимальной подаче; p_{min} — минимальное давление, создаваемое вентилятором при оптимальной подаче.

При использовании ОНА глубина регулирования растет с увеличением диаметра обечайки аппарата. Рекомендуется принимать $D_{\text{НА}} = (1,2 \div 1,4) D_0$.

Дальнейшее увеличение диаметра ведет к значительному росту габаритов без заметного увеличения глубины регулирования.

Обширные работы по созданию и исследованию ОНА выполнены ВНИИГМ им. М. М. Федорова. И хотя современное состояние теории позволяет с удовлетворительной для практики точностью рассчитать регулировочные характеристики вентиляторов с ОНА, более надежные результаты дают испытания модельных и натуральных машин. На рис. 2.11,а приведены аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВЦ-25М при частоте вращения 750 мин^{-1} и различных углах установки лопаток направляющего аппарата. Глубина регулирования в данном случае 0,6.

В ряде крупных насосов зарубежных фирм режим регулируется выходным направляющим аппаратом. Закрылки лопаток направляющего аппарата могут одновременно поворачиваться на некоторый угол, что позволяет менять подачу насоса, при кото-

рой вход в направляющий аппарат будет безударным. В этом случае изменяются потери напора в насосе на соответствующих режимах, а следовательно, и вид кривой $H=f(Q)$. Этот способ регулирования основан на изменении гидравлического к. п. д. машины.

Правда, большинство рассмотренных выше способов также в большей или меньшей степени связано с перераспределением гидравлических потерь.

Регулирование изменением угла установки и числа лопаток рабочего колеса. Во всех отечественных шахтных осевых вентиляторах главного проветривания используется регулирование изменением угла установки лопаток рабочих колес.

Преимуществами этого способа являются высокая экономичность и достаточно большая глубина регулирования. Недостатками — усложнение конструкции и необходимость остановки на время перестановки лопаток.

Сущность рассматриваемого способа регулирования сводится к следующему. Известно, что зависимость теоретического давления от теоретической подачи для осевого вентилятора при $c_{u1}=0$ определяется выражением

$$p_T = \rho K_{ц} u \left[u - \frac{4 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi (D^2 - d^2)} Q_T \right],$$

где β_2 — угол притекания потока на выходе из рабочего колеса.

Из приведенного выражения подача при $p_T=0$

$$Q_{T \max} = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4 \operatorname{ctg} \beta_2} u.$$

Теоретическое давление вентилятора равно нулю, когда равна нулю подъемная сила, действующая на лопатку. Последняя определяется аэродинамической характеристикой профиля. Подъемная сила равна нулю обычно при отрицательных углах атаки $\alpha_0 = -(4 \div 8)^\circ$. При этом циркуляция скорости вокруг крыла отсутствует и, следовательно, векторы относительных скоростей ω_1 и ω_2 направлены параллельно.

В последнем случае $\beta_2 = \theta + \alpha_0$, где θ — угол установки лопаток.

Угол α_0 не зависит от подачи вентилятора. С увеличением угла установки будет расти угол притекания потока и, следовательно, подача $Q_{T \max}$. Зависимость теоретического давления p_T от подачи Q_T при различных углах установки лопаток приведена на рис. 2.23,а. Большим углам ($\theta' > \theta''$) отвечают более пологие прямые. Реальные кривые давления $p=f(Q)$ вентиляторов характеризуются меньшими ординатами при данных подачах. При значительных углах установки лопаток они имеют седлообразную форму. Наиболее надежным методом получения зависимостей $p=f(Q)$ при разных углах установки лопаток является эксперимент на натурных или модельных машинах.

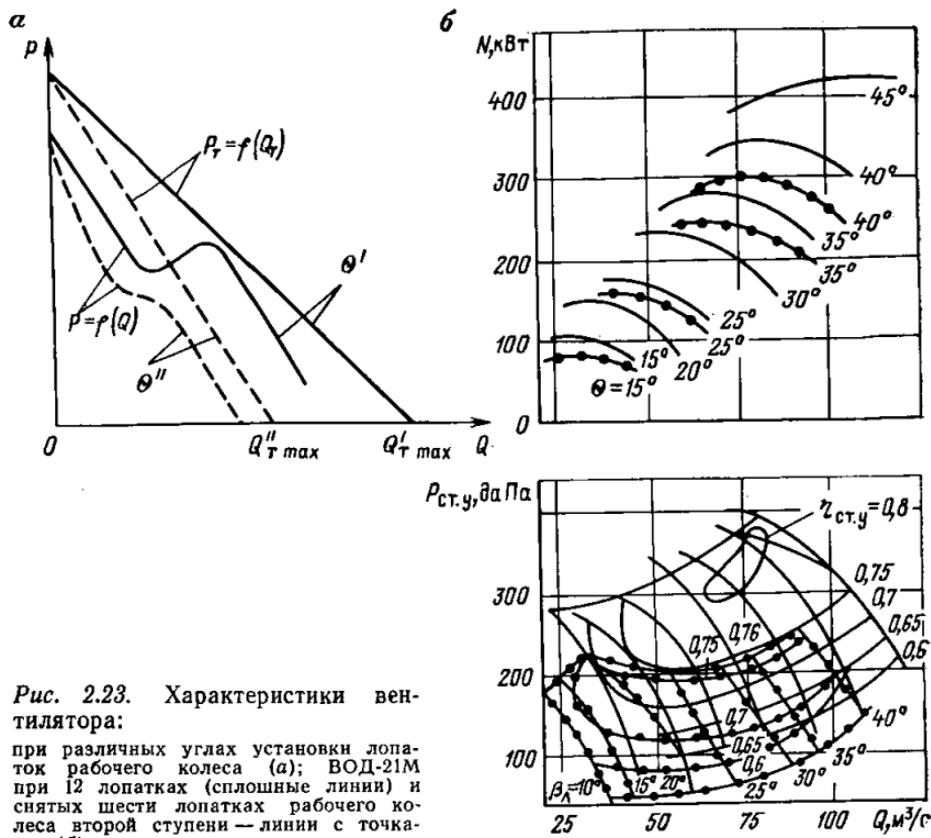


Рис. 2.23. Характеристики вентилятора:

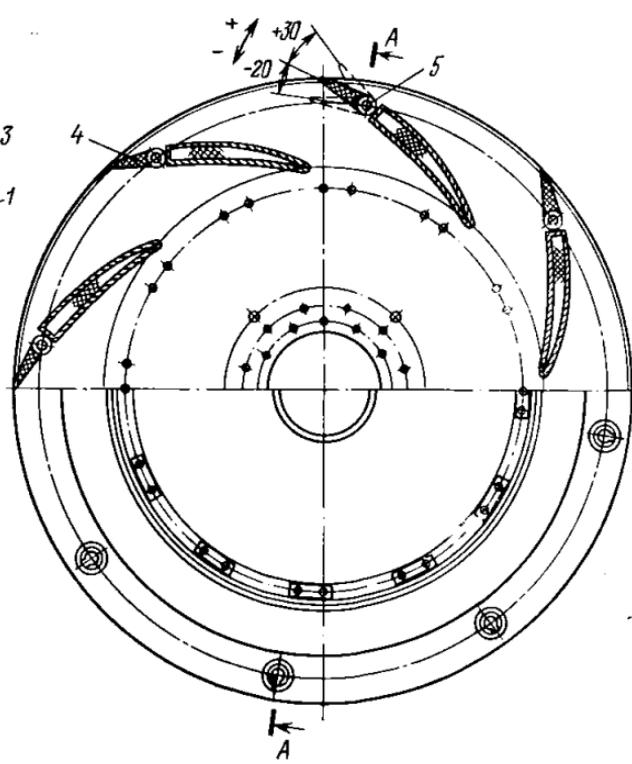
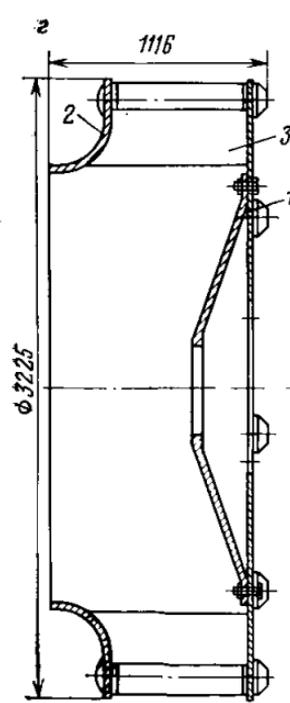
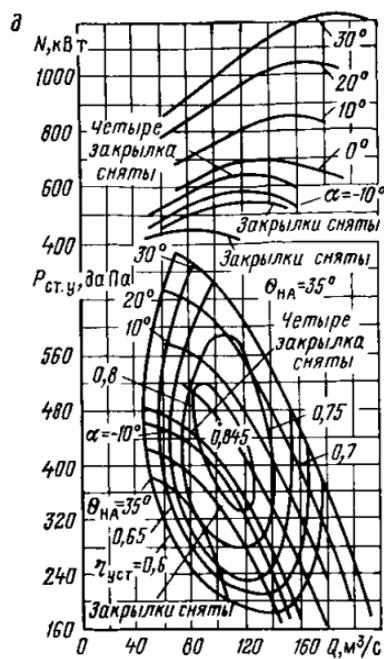
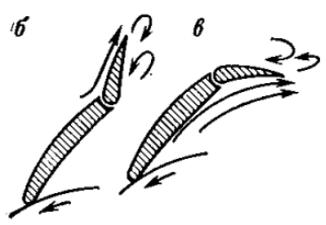
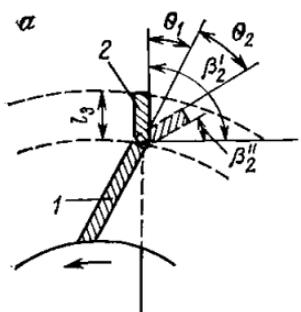
при различных углах установки лопаток рабочего колеса (а); ВОД-21М при 12 лопатках (сплошные линии) и снятых шести лопатках рабочего колеса второй ступени — линии с точками (б)

На рис. 2.23,б для примера приведена аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ВОД-21М, полученная экспериментально и подтверждающая рассмотренные теоретические положения.

На практике часто регулируют осевые вентиляторы снятием через одну лопатки рабочего колеса. Известно, что давление пропорционально создаваемой рабочим колесом циркуляции скорости $\Gamma = z\Gamma_л$, где z — число лопаток; $\Gamma_л$ — циркуляция вокруг одной лопатки. При уменьшении числа лопаток рабочего колеса снижается создаваемое им давление. На характеристику вентилятора оказывает влияние также изменение потерь давления в потоке.

На рис. 2.23,б приведены аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВОД-21М при снятии 6 из 12 лопаток рабочего колеса второй ступени. При этом давление, развиваемое вентилятором, уменьшается примерно пропорционально числу оставшихся в работе лопаток 18/24.

Регулирование поворотными закрылками. Регулирование центробежных вентиляторов поворотными закрылками реализовано в отечественных вентиляторах главного проветривания ВЦЗ-32, местного проветривания ВМЦ-8 и в ряде конструкций зарубеж-



ных фирм. На рис. 2.24,а показана схема плоской лопатки 1 рабочего колеса центробежной машины с закрылком 2. Закрылок длиной l_3 может поворачиваться относительно оси лопатки в сторону направления вращения колеса на угол до $+\theta_1$ и в сторону, противоположную вращению, на угол до $-\theta_2$. При повороте закрылка в направлении вращения диаметр лопатки с закрылком растёт, а при повороте в противоположную сторону уменьшается. Так как при постоянной ширине колеса подача и давление вентилятора изменяются пропорционально квадрату диаметра, то с поворотом закрылков наблюдается изменение характеристики $p = f(Q)$. Однако в рассмотренном случае, кроме диаметра, изменяется угол выхода лопаток из рабочего колеса. В крайнем правом положении закрылка он равен β_2'' , в крайнем левом — β_2' . Чем больше угол, тем больше теоретическое, а следовательно, реальное давление вентилятора при данной подаче. Таким образом, при повороте закрылков регулировочный эффект достигается одновременным действием двух факторов — изменением диаметра D_2 и угла выхода лопаток β_2 . В совокупности это позволяет получить весьма значительную глубину экономичного регулирования. Но как и в ряде других способов регулирования, в данном случае на характеристику $p = f(Q)$, особенно при значительных углах поворота закрылков, значительно влияют потери давления. Изменяет характеристику также степень заполнения выходного сечения колеса активным потоком k_3 . На рис. 2.24,б показан характер течения струй жидкости около рабочей и тыльной сторон лопаток рабочего колеса вблизи закрылков при угле $\theta > 0^\circ$. При появлении излома поток прижимается к рабочей стороне лопатки, а с тыльной наблюдается его отрыв. Степень отрыва возрастает с увеличением угла θ . При отрыве растут потери давления и снижается заполнение выходного сечения активным потоком. При повороте закрылков в сторону, противоположную вращению, отрыв потока наблюдается с рабочей стороны лопатки (рис. 2.24,в).

На рис. 2.24,г показана схема рабочего колеса вентилятора ВЦЗ-32, на рис. 2.24,д — его аэродинамическая характеристика при $n=600 \text{ мин}^{-1}$ и различных углах поворота закрылков. Этот вентилятор, кроме поворотных закрылков, оборудован также осевым направляющим аппаратом, расширяющим зону экономичного регулирования.

Регулирование насосов подсосом воздуха. Можно создать условия, при которых во всасывающую линию центробежного насоса будет поступать некоторое количество воздуха. При работе на водовоздушной смеси меняется плотность перекачиваемой жидкости, а так как $p = \rho \eta_r (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$, то изменяется давление,

Рис. 2.24. Схема регулирования центробежных вентиляторов поворотными закрылками:

схема плоской лопатки с закрылком (а); схема отрыва потока при регулировании поворотными закрылками в случае $\theta > 0$ (б) и $\theta < 0$ (в), схема рабочего колеса вентилятора ВЦЗ (г); 1 — коренной диск со ступицей; 2 — покрывной диск; 3 — рабочая лопатка; 4 — закрылок; 5 — ось закрылка; аэродинамическая характеристика (д)

создаваемое насосом. Уменьшается также подача, поскольку при перекрытии некоторой части межлопаточных каналов воздухом изменяется степень заполнения входного сечения рабочего колеса активным потоком воды — k_3' . Работа на водовоздушной смеси связана с резким изменением гидродинамики потока в проточной части турбомашин, что ведет к значительному росту потерь напора. Таким образом, рассматриваемый способ регулирования связан с изменением параметров ρ , k_3' и η_r .

Исследование регулирования насосов воздухом показало, что с энергетической точки зрения данный способ близок к регулированию задвижкой на нагнетании. Однако при впуске воздуха во всасывающую линию насоса возможен срыв подачи, поэтому применение этого способа не рекомендовалось.

В последнее время внимание к регулированию насосов впуском воздуха возросло. Это объясняется следующим. Во-первых, при перекачке воды, содержащей твердые включения значительных габаритов (работа углесосов), применение задвижек для изменения параметров рабочего режима исключено. Дело в том, что заметное регулирующее воздействие на поток задвижка оказывает только после перекрытия более трех четвертей сечения, а напорные трубопроводы углесосов выбираются из соотношения $d_T \approx \approx 3l$, где d_T — внутренний диаметр трубопровода; l — максимальный габарит твердого. Во-вторых, предложены схемы, практически исключающие срыв подачи и обеспечивающие предельно простое решение задачи автоматического регулирования насоса на приток. Подробно регулирование насосов впуском воздуха во всасывающий трубопровод рассмотрено в разделе 3.

Близким к рассмотренному по характеристикам является способ регулирования насосов задвижкой во всасывающем трубопроводе. Однако при его применении резко возрастает вероятность возникновения кавитации, об опасных последствиях которой подробно будет сказано ниже.

Примеры:

1. Определить мощность, затрачиваемую на регулирование насоса прикрытием задвижки. Подача насоса при открытой задвижке больше необходимой. Прикрывая задвижку, увеличиваем напор и тем самым снижаем подачу до требуемого значения $Q_2 = 360 \text{ м}^3/\text{ч}$, при этом превышение напора насоса над значением, требуемым по характеристике внешней сети, составляет $\Delta H_3 = 20 \text{ м}$.

Мощность, затраченная на преодоление сопротивления в задвижке — на регулирование,

$$\Delta N_3 = \frac{\rho g \Delta H_3 Q_2}{1000 \cdot 3600 \eta},$$

где $\rho = 1020 \text{ кг/м}^3$ — плотность воды; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $\eta = 0,6$ — к. п. д. насоса. Подставляя эти значения получаем

$$\Delta N_3 = \frac{1020 \cdot 9,81 \cdot 20 \cdot 360}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,6} = 33 \text{ кВт.}$$

2. Определить частоту вращения ротора шахтного вентилятора, при которой его подача составит $90 \text{ м}^3/\text{с}$, если при частоте вращения 1000 мин^{-1} подача равна $60 \text{ м}^3/\text{с}$. Внешняя сеть шахтного вентилятора не имеет геометрической

высоты. Поэтому она одновременно является и кривой пропорциональности, для которой справедливо соотношение

$$n_2 = \frac{Q_2}{Q_1} n_1.$$

Подставив соответствующие значения, получим

$$n_2 = \frac{90}{60} 1000 = 1500 \text{ мин}^{-1}.$$

Вопросы для самопроверки

1. Объясните сущность регулирования лопастной машины дросселированием нагнетательного трубопровода.
2. Как определяется частота вращения ротора машины, при которой на заданную сеть с геодезической высотой обеспечивается необходимая подача?
3. Опишите основные закономерности регулирования вентиляторов осевым направляющим аппаратом.
4. Как изменяется напорная характеристика осевой лопастной машины при изменении угла установки лопаток рабочего колеса?

2.7. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ЛОПАСТНЫХ МАШИН

Две или больше лопастных машин на общую сеть совместно могут работать последовательно или параллельно. Такая работа используется, когда подача и напор, создаваемые одной машиной при предельно допустимых частоте вращения, углах установки лопаток, оказываются недостаточными.

Последовательная работа. При последовательном включении машин жидкость, прошедшая через одну машину и получившая в ней приращение удельной энергии, поступает в следующую.

Из уравнения неразрывности потока следует, что при отсутствии отбора жидкости из сети, соединяющей отвод первой машины с подводом второй,

$$Q_1 = Q_2, \quad (2.88)$$

где Q_1 и Q_2 — подача соответственно первой и второй лопастных машин.

В соответствии с законом сохранения энергии напор, передаваемый потоку двумя машинами,

$$H = H_1 + H_2, \quad (2.89)$$

где H_1 и H_2 — напор соответственно первой и второй лопастных машин.

Различают последовательную работу машин, расположенных в непосредственной близости и на значительном расстоянии. Если потерями напора в канале, соединяющем машины, можно пренебречь, то считают, что машины расположены в непосредственной близости. Когда это условие не выполняется, то их считают расположенными на значительном удалении друг от друга.

Для графического определения параметров рабочего режима системы (расположенные в непосредственной близости последовательно включенные две лопастные машины — сеть) необходимо

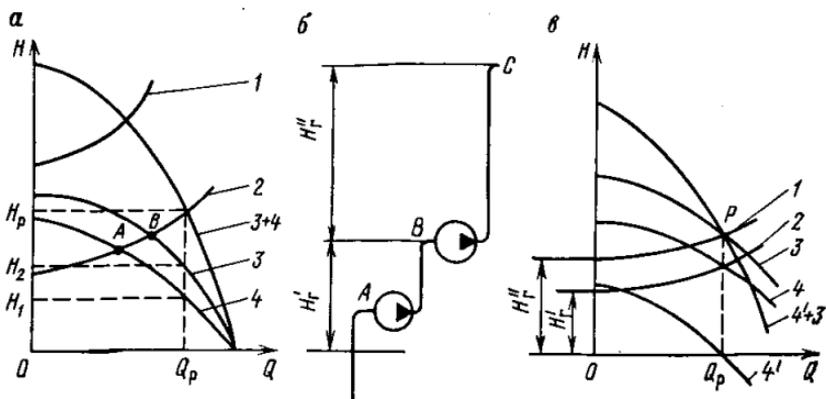


Рис. 2.25. Последовательное включение турбомашин. График для определения рабочего режима расположенных в непосредственной близости турбомашин (а), схема последовательного включения насосов, расположенных на разных горизонтах (б), схема для определения параметров рабочего режима двух насосов, расположенных на разных горизонтах (в)

найти координаты точки пересечения суммарной напорной характеристики машин с напорной характеристикой сети.

Построение суммарной напорной характеристики в соответствии с выражениями (2.88) и (2.89) проводится сложением напоров машин при одинаковых подачах. На рис. 2.25,а кривые 3 и 4 — напорные характеристики лопастных машин, а кривая 3+4 — суммарная характеристика, кривая 2 — напорная характеристика сети. Как следует из рис. 2.25,а $Q_p = Q_1 + Q_2$; $H_p = H_1 + H_2$.

Параметры Q_p и H_p при совместной работе машин в рассмотренном случае весьма существенно отличаются от параметров Q_A , H_A и Q_B , H_B при индивидуальной работе соответственно первой и второй машин на сеть с характеристикой 2.

Характеристика сети 1 может быть такой, что ни одна индивидуально включенная машина не обеспечит в нее подачу. В данном случае необходимый расход в сети будет получен только при последовательном включении лопастных машин.

На практике последовательное включение лопастных машин получило широкое распространение. Это, во-первых, последовательная работа рабочих колес в многоступенчатых центробежных насосах и в двухступенчатых осевых вентиляторах, во-вторых, совместная работа подкачивающих насосов типа ВП с насосами ЦНС 300 и нескольких вентиляторов.

При последовательном включении двух рядом расположенных насосов корпус второго оказывается под давлением, определяемым напором $H_p = H_1 + H_2$, на которое машина, как правило, не рассчитана. Во-вторых, сальниковая набивка второго насоса вокруг вала со стороны всаса давлением, создаваемым первым насосом, может быть выдавлена или уплотнена, что ускорит ее изнашивание.

Для того чтобы давление на входе во вторую машину оказалось приемлемым, приходится последовательно включенные насосы располагать на значительном расстоянии. Рабочий режим системы

насосы — трубопроводы (соединительный и нагнетательный) можно определить по изложенной выше методике: построить суммарную напорную характеристику машин и найти точку пересечения ее с суммарной характеристикой сети. Однако найденные таким образом параметры Q_p и H_p при эксплуатации могут быть и не получены. Кроме того, остается опасность получить на всасе второго насоса недопустимо высокое давление.

С учетом сделанных выше замечаний для расчета рабочих параметров при последовательном включении насосов, расположенных на значительном расстоянии, разработана специальная методика. Покажем ее сущность на примере последовательного включения машин A и B , расположенных на различных горизонтах (рис. 2.25,б). Предположим, что напорная характеристика первого насоса на рис. 2.25,б изображается кривой 4, второго — кривой 3, характеристика трубопровода AB — кривой 2 с геометрической высотой $H'_г$, трубопровода BC — кривой 1 с высотой $H''_г$. Методика расчета состоит из трех этапов. На первом — осуществляется условный перенос первого насоса в точку B и определяется напорная характеристика приведенного насоса 4'. Эта операция реализуется вычитанием из напоров, создаваемых насосом при данной подаче, напора сети AB . Разность $H_1 - H_{AB}$ будет равна напору, с каким вода поступит в подвод второго насоса. На втором этапе определяется суммарная характеристика 4'+3 приведенного насоса 4' и насоса 3 в соответствии с зависимостями (2.88) и (2.89), на третьем — рабочий режим системы нагнетатель 4'+3 — сеть BC . Если характеристика сети пересечется с кривой 4'+3 в точке P , то подача насосов составит Q_p , а избыточное давление в подводе второго насоса будет равно нулю. При пересечении характеристики сети с кривой 4'+3 правее точки P в подводе второго насоса давление будет меньше атмосферного.

Абсолютное давление на входе в первое рабочее колесо второго насоса не может быть ниже давления насыщенного пара воды при соответствующей температуре, так как наступит кавитация. Вакуум в подводе второй машины вообще нежелателен, поскольку в этом случае при наличии неплотностей будет подсасываться воздух. Напорная характеристика ее будет снижаться. Понизятся напоры по характеристике 4'+3, подача насосов на данную сеть уменьшится. При этом давление в подводе второго насоса увеличится, подсос воздуха снизится или прекратится, напор восстановится. В системе возможно возникновение незатухающего колебательного процесса, который способствует выходу ее из строя. Установку следует проектировать так, чтобы в рабочем режиме в подводе второго насоса давление оставалось избыточным для обеспечения нормальной работы уплотнения со стороны всаса.

Параллельная работа. Расход в общем участке сети при параллельно включенных машинах (рис. 2.26,а)

$$Q = Q_1 + Q_2, \quad (2.90)$$

где Q_1 , Q_2 — подача соответственно первой и второй машин.

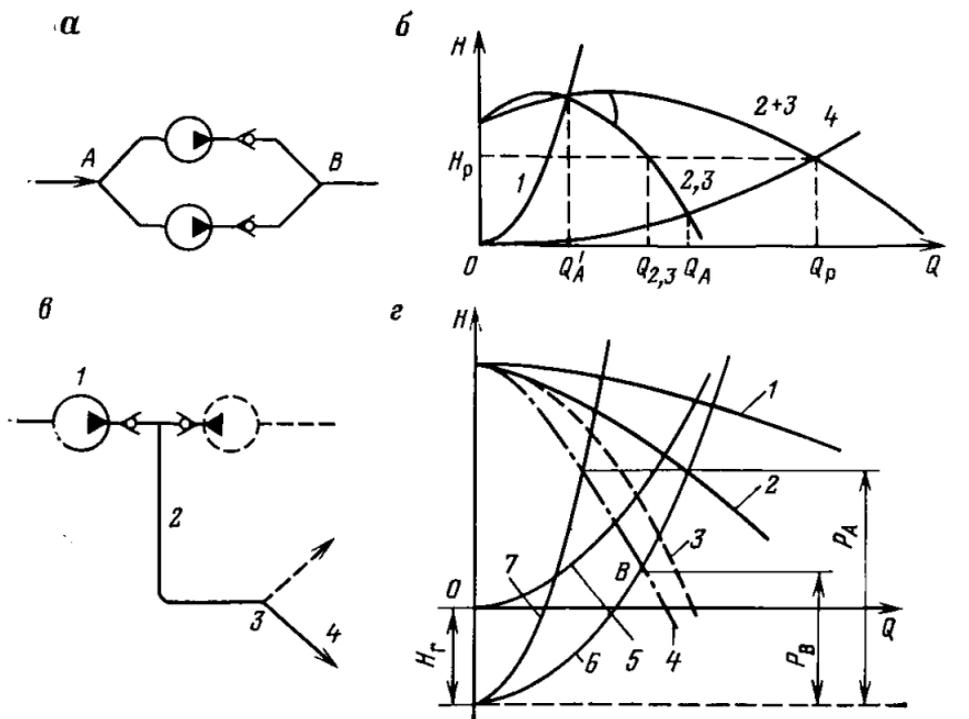


Рис. 2.26. Схема параллельного включения насосов (а), график для определения параметров рабочего режима при параллельном включении насосов, расположенных в непосредственной близости (б), схема энергетического водоснабжения гидрошахты (в), график для определения параметров рабочих режимов в системе энергетического водоснабжения (г)

Известно, что напор машин определяется как разность напоров в выходном и входном сечениях потока для нее. Если потерями напора в индивидуальных участках трубопроводов можно пренебречь, то $H_1 = H_B - H_A$; $H_2 = H_B - H_A$, т. е. $H_1 = H_2$.

Для графического определения параметров рабочего режима системы параллельно включенные машины — сеть необходимо найти координаты точки пересечения суммарной напорной характеристики лопастных машин с напорной характеристикой сети. На индивидуальных участках нагнетательных линий насосов обычно расположены обратные клапаны. Это исключает отрицательные расходы через машины.

Пусть напорные характеристики насосов одинаковы и изображаются кривыми 2, 3 (рис. 2.26, б). Если потерями напора в индивидуальных участках можно пренебречь, то суммарная напорная характеристика 2+3 насосов строится сложением подач при одинаковых напорах. Координаты точки пересечения кривой 2+3 с характеристикой сети Q_p, H_p (кривая 4) и являются параметрами рабочего режима системы. Для определения подачи $Q_{2,3}$ первого и второго насосов необходимо провести линию $H_p = \text{const}$ до пересечения с индивидуальными характеристиками. Если бы на

сеть 4 работал один первый или второй насос, то его подача составляла бы Q_A . Таким образом, в рассматриваемом случае параллельное включение машин обеспечит существенное увеличение расхода в сети. Однако при увеличении сопротивления сети различие между Q_P и Q_A будет уменьшаться, и при работе двух машин на сеть 1 параллельная работа по условиям увеличения расхода в сети станет бесполезной, так как в этом случае $Q_P = Q'_A$.

Из изложенного следует, что параллельная работа лопастных машин окажется эффективной только в случае, если будут согласованы суммарная напорная характеристика машин с характеристикой сети. В этом отношении поучителен опыт использования параллельной работы насосов в системе энергетического водоснабжения гидрошахт.

В начале освоения гидравлическая добыча применялась на отдельных участках. Одновременно в работе использовался один гидромонитор, питание которого осуществлялось одним насосом. Установка (рис. 2.26, в) состояла из насоса 1, магистрального 2 и участкового 3 трубопроводов, а также гидромонитора 4. С целью увеличения производительности гидроучастка, производственники подключили к магистрали параллельно с первым второй гидромонитор (на рис. 2.26, в участковый трубопровод и второй гидромонитор показаны пунктиром). Однако это привело к резкому снижению давления перед насадками гидромониторов; гидроотбойка оказалась неэффективной. Для увеличения давления к началу магистрали подключили параллельно первому второй насос (он на рис. 2.26, в показан пунктиром). Однако давление перед гидромониторами заметно не возросло. Из этого был сделан вывод, что в условиях системы энергетического водоснабжения гидрошахт применять параллельную работу насосов нецелесообразно.

Применим рассмотренный графический метод для анализа правильности данных выводов.

Предположим, что напорная характеристика насоса на рис. 2.26, г изображается кривой 2. Пусть расстояние по вертикали от поверхности до места подключения гидромониторов равно H_r , потери напора в магистральном трубопроводе с изменением расхода изменяются в соответствии с кривой 5, напорная характеристика гидромонитора с участковым трубопроводом изображается кривой 7. Вычитая при одинаковых расходах из напоров $H_n + H_r$ (где H_n — напор насоса) потери в магистральном трубопроводе, приведем насос к началу участкового трубопровода (кривая 4). Координаты точки пересечения этой кривой с кривой 7 и будут параметрами системы приведенный насос — гидромонитор с участковым трубопроводом. Характеристику двух параллельно включенных гидромониторов (кривая 6) получим путем удвоения расходов по кривой 7 при одинаковых напорах. Давление в конце магистрального трубопровода при работе двух гидромониторов (p_B) в рассматриваемом случае оказывается значительно меньше давления p_A . Гидроотбойка при давлении p_B будет неэффективной. Включив параллельно второй насос, получим суммарную характеристику 1 нагне-

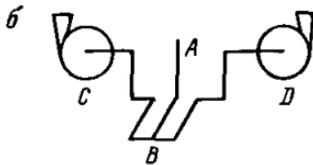
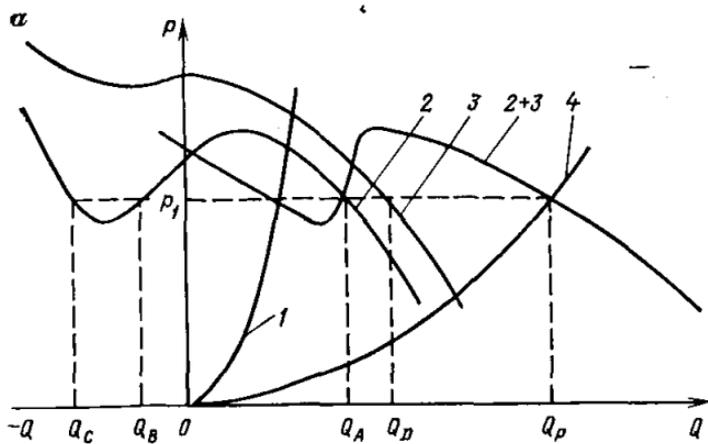
тателей. Вычтя из напоров по кривой 1 при одинаковых расходах потери напора в магистрали, получим приведенную характеристику 3 к началу участков трубопроводов. Точка пересечения кривой 3 с кривой 6 характеризует параметры рабочего режима в конце магистрального трубопровода. В рассмотренном случае подключение на параллельную работу второго насоса действительно не дало положительного результата — давление у гидромониторов возросло незначительно. Но из изложенного нельзя делать вывод о том, что в условиях энергетического водоснабжения гидрошахт параллельная работа всегда неэффективна. В рассмотренном конкретном случае магистральный трубопровод имеет слишком большое сопротивление и поэтому не обеспечивает необходимый расход без резкого снижения напора. При правильном выборе параметров магистрального трубопровода параллельная работа насосов окажется эффективной. В настоящее время она используется на всех гидрошахтах.

В последнее время все чаще параллельная работа насосов применяется в шахтном водоотливе.

Достаточно широко распространена также параллельная работа вентиляторов, расположенных в непосредственной близости. Но на линии нагнетания вентиляторов не устанавливаются обратные клапаны. Поэтому при их работе возможны отрицательные расходы, что создает определенные особенности. Остановимся на них. Первоначально обратим внимание на то, что напорная характеристика вентилятора с учетом отрицательных расходов имеет вид кривой 2 (рис. 2.27, а). Пусть напорная характеристика второго вентилятора изображается кривой 3. При давлении p_1 первый вентилятор может обеспечивать подачу Q_A , Q_B и Q_C , второй — Q_D . Для получения точек совместной характеристики необходимо в соответствии с (2.90) подачу Q_D алгебраически сложить с подачами Q_A , Q_B и Q_C . Поступив подобным образом при других давлениях и соединив соответствующие точки плавной кривой, получим характеристику 2+3 при параллельном включении вентиляторов. Если характеристика сети имеет вид кривой 4, то суммарная подача вентиляторов составит Q_p . При работе на сеть 1 два вентилятора будут подавать воздуха меньше, чем один второй. Подача первого вентилятора будет отрицательной.

Суммарная характеристика машин при параллельном включении в рассмотренном случае имеет более сложный вид, чем при включении одинаковых машин с монотонной зависимостью давления от подачи. На характеристике в области положительных расходов появляется восходящий участок, крутизна которого может оказаться настолько значительной, что при определенных условиях работа системы будет неустойчивой. Особо сложный вид имеют суммарные характеристики при параллельном включении осевых вентиляторов с большими углами установки лопаток рабочего колеса.

В настоящее время широко используется параллельная работа вентиляторов, находящихся на значительном расстоянии, напри-



б

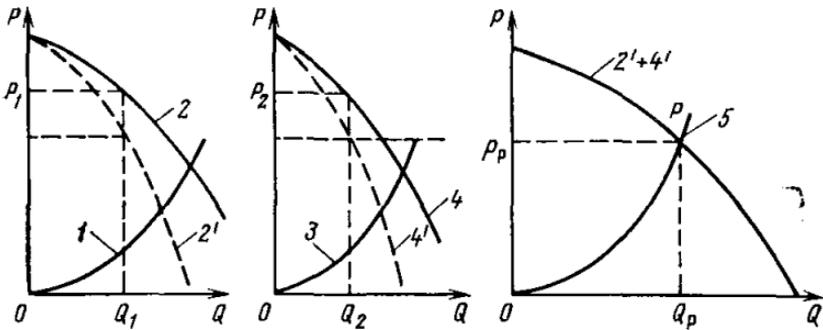


Рис. 2.27. Характеристики и рабочие режимы параллельно включенных вентиляторов, расположенных в непосредственной близости (а), схема диагонального включения вентиляторов (б), характеристики в рабочие режимы вентиляторов, расположенных на значительном расстоянии (в)

мер, диагональное расположение вентиляторов (рис. 2.27,б). Шахтная вентиляционная сеть имеет общий участок АВ и два индивидуальных — ВС и ВД. Предположим, что напорные характеристики первого и второго вентиляторов изображены соответственно кривыми 2 и 4, а характеристики сетей для участка АВ — кривой 5, ВС — 1 и ВД — 3 (рис. 2.27,в).

Для определения параметров рабочего режима рассматриваемой системы необходимо: во-первых, осуществить условное приведение вентиляторов к точке В вычитанием при одинаковых расходах потерь давления в участках ВС и ВД из давлений, создаваемых вентиляторами, во-вторых, построить суммарную характеристику 2^I и 4^I приведенных вентиляторов, в-третьих, найти точку пересечения характеристики 2^I+4^I с характеристикой сети АВ.

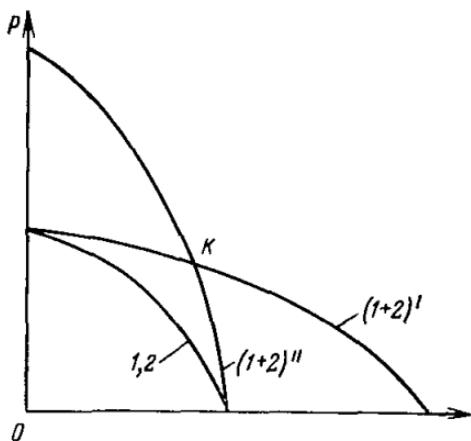


Рис. 2.28. Рабочие режимы при параллельном и последовательном включении турбомашин

трудно. Для заданных условий в соответствии с методами, изложенными выше. Однако некоторые общие соображения высказать следует. Для параллельной работы целесообразнее машины с плавными крутыми напорными характеристиками. Идеальными являются характеристики объемных машин, для которых кривые $H=f(Q)$ проходят практически параллельно оси ординат. Для последовательного включения, наоборот, целесообразнее машины с пологими напорными характеристиками.

Характеристики сетей отличаются исключительным разнообразием. И поэтому одни и те же машины в одних случаях целесообразно включить параллельно, в других — последовательно.

Возьмем, к примеру, два вентилятора с одинаковыми кривыми $1, 2 p=f(Q)$ (рис. 2.28). При параллельном включении вентиляторов, расположенных в непосредственной близости, суммарная характеристика будет иметь вид $(1+2)'$, а при последовательном включении — $(1+2)''$. Если характеристика сети пересекается с суммарной характеристикой машин правее точки K , то целесообразней параллельное включение вентиляторов, а если пересечение будет левее — последовательное.

Вопросы для самопроверки

1. Как определить напор и подачу на данную сеть последовательно расположенных в непосредственной близости двух лопастных машин?
2. Перечислите основные этапы методики определения давления на входе во второй насос при последовательном включении машин, расположенных на различных горизонтах?
3. Как определяются параметры рабочих режимов вентиляторов при диагональной схеме включения?

Расход воздуха в общем участке AB будет равен Q_p . Для определения расходов в сетях BC и BD необходимо из точки P при давлении p_p провести линию до пересечения с характеристиками 2^I и 4^I . Расходы на участках и соответственно подачи вентиляторов будут равны Q_1 и Q_2 . Создаваемые вентиляторами давления равны соответственно p_1 и p_2 .

Всеобъемлющие рекомендации по вопросу, когда целесообразно параллельное, а когда последовательное включение лопастных машин, давать

необходим конкретный анализ

3. ШАХТНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ УСТАНОВОК, РАБОЧАЯ И НОРМАЛЬНАЯ ОБЛАСТИ РАБОЧИХ РЕЖИМОВ, СРАВНЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОСЕВЫХ И ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Вентиляторные установки шахт делятся на главные, вспомогательные и местного проветривания. Главные вентиляторные установки располагаются на поверхности у устья герметически закрытых стволов, шурфов, скважин и обеспечивают проветривание всей шахты или ее части — крыла, блока, панели.

Вспомогательные установки также располагаются на поверхности, но проветривают только один-два очистных забоя. Эти установки по мере смещения работ периодически переносятся. К вспомогательным также относятся установки, проветривающие обособленные камеры и шахты в период строительства. Как исключение допускается расположение вспомогательных вентиляторных установок под землей.

Для проветривания глухих забоев, а часто и подготовительных выработок применяются установки местного проветривания.

Основным элементом вентиляторной установки является вентилятор. Под термином вентилятор понимается агрегат, состоящий из корпуса, ротора, направляющих и спрямляющих аппаратов, с подсоединенными к корпусу коллектором и входной коробкой. Для определения рабочего режима на сеть, решения вопросов регулирования необходимо располагать индивидуальными или, применительно к вентиляторам, аэродинамическими характеристиками. Как отмечалось выше, их обычно изображают в виде графиков. В соответствии с ГОСТ 11004—84 для вентиляторов, работающих на всасывание, они строятся в виде зависимостей статического давления от подачи. Статическое давление* p_{sv} равно разности между полным p_v и динамическим давлением, рассчитанным по средней скорости в выходном сечении диффузора. Полное давление определяется как разность полных давлений воздушного потока при выходе из диффузора и перед входом в вентилятор.

Соответствующий статическому давлению статический к. п. д. вентилятора определяется из выражения $\eta_s = \frac{Q p_{sv}}{1000 N} K$,

где Q — подача вентилятора; p_{sv} — статическое давление; N — мощность, потребляемая вентилятором за вычетом потерь в подшипниках; K — коэффициент сжимаемости воздуха в вентиляторе, определяемый в соответствии с ГОСТ 10921—74 по зависимости

* В третьей части используются термины и обозначения в соответствии с ГОСТ 11004—84.

$K = 1 - 0,36 \frac{P_v}{P_{01}}$, p_{01} — абсолютное давление воздушного потока перед вентилятором.

Аэродинамические характеристики вентилятора $p_{sv}=f(Q)$, $N=f(Q)$ и $\eta_s=f(Q)$ строятся для воздуха, имеющего плотность $1,2 \text{ кг/м}^3$, по результатам испытаний в соответствии с ГОСТ 10921—74. Характеристики приводятся в виде сводного графика размерных зависимостей, соответствующих различным углам установки лопаток рабочих колес, направляющих аппаратов, частотам вращения, с нанесением линий постоянных значений статических к. п. д. Область устойчивых и однозначных рабочих режимов вентилятора со статическим к. п. д. $\eta_s \geq 0,6$, а также подачей воздуха при реверсировании воздушной струи не менее 60% подачи при прямой работе называется рабочей областью (рис. 3.1).

Важный показатель качества вентилятора — удельное энергопотребление. Оно определяется как отношение мощности, потребляемой вентилятором, к полезной гидравлической мощности в нормальной области рабочих режимов. Полезная гидравлическая мощность — это мощность передаваемая вентилятором потоку воздуха,

$$p = \frac{Q p_{sv}}{1000}$$

В соответствии с ГОСТом нормальная область режимов вентилятора сверху ограничивается рабочим участком предельной характеристики, справа и слева — вертикальными прямыми с подачами Q_{\max} , Q_{\min} , снизу линией, проведенной через точку с давлением $0,5 p_{sv \max}$ при данной подаче. Для упрощения вычислений верхняя и нижняя кривые заменяются ломаными линиями, проведенными как можно ближе к фактическим границам, но так, чтобы число изломов не превышало четырех. Подача Q_{\max} принимается равной $2Q_{\min}$. При этом выделенная область должна охватывать все режимы рабочей области с $\eta_s=0,8$. Изолиния к. п. д. $\eta_s=0,7$ должна равномерно выступать за пределы выделенного интервала. Нормальную область разбивают на 25 участков, как показано на рис. 3.1. Промежуток между подачами Q_{\max} и Q_{\min} делится на пять равных частей. Через деления проводятся вертикальные линии. Также на пять равных частей делится каждый промежуток между давлениями $p_{sv \max}$ и $p_{sv \min}=0,5 p_{sv \max}$. Обозначение давлений с одним штрихом относится к минимальной подаче, а с двумя — к максимальной. Для точек, лежащих на пересечении диагоналей элемен-

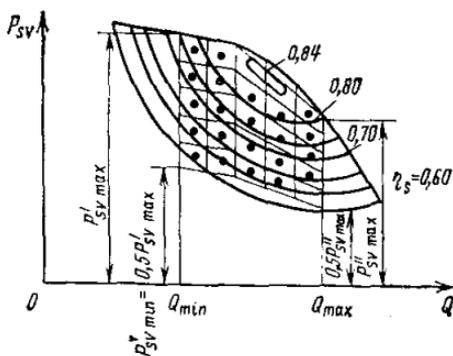


Рис. 3.1. Нормальная область режимов шахтного вентилятора главного проветривания

тарных четырехугольников, определяются значения удельного энергопотребления E_i по выражению

$$E_i = \frac{N_i}{P_i} = \frac{Q_i P_{svt}}{1000 \eta_{st}} / \frac{Q_i P_{svt}}{1000} = \frac{1}{\eta_{st}}.$$

Удельное энергопотребление вентилятора находится из зависимости

$$E = \frac{\sum_{i=1}^{25} E_i}{25}.$$

В соответствии с ГОСТ 11004—84 удельное энергопотребление вентиляторов главного проветривания не должно более чем на 0,07 превышать значение 1,28.

В угольной промышленности применяются только центробежные и осевые вентиляторы. Общее число эксплуатирующихся в настоящее время вентиляторов главного и вспомогательного проветривания превышает 4000. Они представлены 110 типоразмерами [22]. Некоторые вентиляторы работают уже более 30 лет. Однако серийно выпускается для главного проветривания сейчас всего 11 типоразмеров, им и уделено основное внимание в учебнике.

Выпуск вентиляторов главного проветривания осуществляется в соответствии с ГОСТ 11004—84. Вентиляторы главного и вспомогательного проветривания в настоящее время изготавливаются Донецким машиностроительным заводом им. Ленинского комсомола Украины и Артемовским машиностроительным заводом. ГОСТом определено семь типоразмеров центробежных вентиляторов: ВЦ-15; ВЦ-16; ВЦ-25М; ВЦ-31,5М; ВЦД-31,5М; ВЦД-47,5У; ВЦД-47,5А. Маркировка ВЦ относится к вентиляторам центробежным, одностороннего всасывания, а ВЦД — двустороннего. Цифра маркировки обозначает диаметр рабочего колеса в дециметрах. Буквы М, У, А характеризуют конструктивную особенность. Все перечисленные выше центробежные вентиляторы разработаны по аэродинамическим схемам ВНИИГМ им. М. М. Федорова.

Для главного проветривания определено также шесть типоразмеров осевых вентиляторов: ВОД-16П; ВОД-18; ВОД-21М; ВОД-30М; ВОД-40М; ВОД-50. Все эти вентиляторы двухступенчатые. Маркировка ВОД обозначает — вентилятор осевой, двухступенчатый; цифра маркировки — выраженный в дециметрах диаметр рабочих колес по концам лопаток. Буквы П и М характеризуют конструктивные особенности. Вентиляторы разработаны по аэродинамическим схемам ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского и Донгипроуглемаша. Вентилятор ВОД-16П создан по аэродинамической схеме ВНИИГМ им. М. М. Федорова и ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского.

В соответствии с ГОСТом структура обозначений типоразмеров вентиляторов, кроме отмеченного, должна включать указание на способ регулирования (направляющим аппаратом — H , измене-

нием угла установки лопаток рабочего колеса — K , изменением частоты вращения — B , изменением формы лопаток — Φ); сведения о климатическом исполнении (умеренный— $У$, тропический — T) и сведения о категории размещения ($З$ — в закрытом помещении). Пример условного обозначения ВЦД-31,5М ВУЗ: вентилятор центробежный, двусторонний, с номинальным диаметром рабочего колеса 3150 мм, конструктивной особенности М, регулируемый изменением частоты вращения, предназначенный для эксплуатации в умеренном климате, в закрытом помещении.

Преимущества осевых вентиляторов: возможность реверсирования вентиляционной струи без обводных каналов; большая глубина регулирования по давлению (0,68—0,79 за счет изменения угла установки лопаток рабочих колес и направляющих аппаратов); меньшие в сравнении с центробежными габариты поперечного сечения; большие средневзвешенные статические к. п. д. (0,76—0,77 против 0,74—0,76 у большинства центробежных вентиляторов).

Недостатки осевых вентиляторов: седлообразная или с разрывами кривая давления, что усложняет их эксплуатацию, особенно при параллельном включении; уровень звукового давления 55—60 дБ на расстоянии 150 м от установки достигается уже при окружных скоростях 80—85 м/с, а поэтому номинальное статическое давление двухступенчатых машин лежит в пределах 2450—3900 Па; недоступность подшипниковых узлов осмотру, что снижает надежность установки; большие габариты по длине; повышенные требования к точности изготовления.

Центробежные вентиляторы указанный выше уровень шума создают при окружных скоростях около 125 м/с, поэтому их номинальное статическое давление достигает 6200—7000 Па; они характерны монотонными кривыми давления; большинство, особенно крупных, вентиляторов имеют более высокий в сравнении с осевыми максимальный статический к. п. д.

Но центробежным вентиляторам присущ ряд недостатков: большие в поперечном сечении габариты; меньшая в сравнении с осевыми глубина регулирования по давлению — 0,52—0,55 (кроме машин с изменяемой частотой вращения ротора); больший момент инерции ротора (например, для ВОД-50 он составляет 103 000 кг·м², а для ВЦД-47,5А — 206 000 кг·м²), что усложняет пуск машины; при больших подачах и низких давлениях необходимы малые частоты вращения, что в ряде случаев потребует установки понижающего редуктора.

Оценивая в единстве преимущества и недостатки, ученые и производственники пришли к выводу, что при давлениях до 1500 Па следует применять осевые вентиляторы, при давлениях более 3000 Па — центробежные, в диапазоне давлений 1500—3000 Па следует проводить технико-экономический анализ и предпочтение отдавать лучшему варианту с осевой или центробежной машиной.

Вопросы для самопроверки

1. Дайте классификацию шахтных вентиляторных установок.
2. Что понимается под рабочей областью вентилятора?
3. Как определяется удельное энергопотребление вентилятора?
4. Перечислите основные преимущества и недостатки шахтных осевых и центробежных вентиляторов.

3.2. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

При выборе и эксплуатации вентиляторных установок главного проветривания необходимо учитывать следующие важнейшие особенности шахтной вентиляционной сети: перемещаемый агрегатами воздух существенно отличается от атмосферного; за время эксплуатации вентиляторных установок до списания вследствие развития горных работ, увеличения производственной мощности шахты и газовыделения наблюдается значительное изменение аэродинамического сопротивления сети, необходимого расхода воздуха; при недостаточном внимании к вопросам уплотнения надшахтных сооружений и вентиляционных каналов резко возрастают подсосы (утечки) воздуха; на работу ряда установок заметное влияние оказывает естественная тяга; правила безопасности требуют при определенных обстоятельствах изменять направление движения воздуха в выработках на обратное (реверсировать вентиляционную струю).

Воздух в шахте отличается от атмосферного наличием вредных газов, значительной запыленностью и повышенной влажностью. При транспортировании его наблюдается отложение пыли в главном вентиляционном канале установки и, следовательно, рост сопротивления сети; пыль в потоке вызывает износ элементов проточной части вентилятора, заполняет внутренние полости лопаток, налипает на них, что нарушает балансировку ротора агрегата. К этому ведет также попадание влаги в полости лопаток и образование льда на их поверхностях в холодный период времени.

На давление, создаваемое вентилятором, существенное влияние оказывает изменение плотности транспортируемого воздуха. Основные факторы, определяющие плотность шахтного воздуха, — давление, температура и влажность.

Плотность влажного воздуха $\rho_v = \rho \frac{\chi \Delta}{100}$, где ρ — плотность сухого воздуха; χ — относительная влажность, %; Δ — коэффициент, зависящий от температуры. Температура шахтного воздуха обычно находится в пределах $T=293 \div 303$ (К). При этом $\Delta = 0,0011 \div 0,0019$ кг/м³. %. Таким образом, даже при высокой влажности шахтного воздуха $\chi=80 \div 100$ % отклонение его плотности от плотности сухого оказывается существенно меньшим 1%. Из изложенного следует, что влиянием влажности на плотность воздуха можно пренебречь.

В соответствии с основным уравнением состояния газа $\rho = \frac{p}{RT}$, где p — давление воздуха; R — газовая постоянная.

При исследовании вентиляторных установок широко пользуются понятием «стандартный» воздух. Под ним понимают воздух при давлении $p_0=10140$ Па, температуре $T_0=293$ К и относительной влажности $\chi=50\%$. Плотность «стандартного» воздуха $\rho_0=1,2$ кг/м³.

Так как $\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0}$, то с изменением давления и температуры плотность воздуха определяется из выражения $\rho = \rho_0 \frac{pT_0}{p_0T}$.

Шахтная вентиляционная сеть представляет собой сложную систему большого числа соединенных последовательно и параллельно выработок разной длины, конфигурации, сечения, имеющих крепление с различным удельным аэродинамическим сопротивлением, которые переменны во времени. Вследствие этого суммарное сопротивление шахтной сети непрерывно изменяется.

Изменение сопротивления сети существенно зависит от системы проветривания. При центральной системе оно может возрасти в сравнении с минимальным в 4—10 раз, при диагональной системе — эти изменения меньше — в 1,5—2,5 раза.

В процессе эксплуатации шахты вследствие изменения ее производственной мощности и газовыделения значительно меняется необходимый расход воздуха (в 1,5—4 раза). Статическое давление изменяется в 2—6 раз.

При проектировании шахт с учетом развития горных работ, принятой системы проветривания и изменения потребного количества воздуха составляют прогноз изменения необходимых давлений и расхода воздуха по годам на период не менее 20 лет, определяемый сроком службы вентиляторной установки.

Обычно этот прогноз представляется в виде графика (рис. 3.2,а), на котором наносятся линии изменения давления p_{sv} во времени 1 и потребного расхода Q_1 воздуха 2. В качестве примера рассмотрим влияние на работу вентилятора развития работ от ствола к границам шахтного поля и двух горизонтов при постоянном за весь срок службы расходе воздуха Q_1 .

Вентилятор выбирается из условия обеспечения максимального давления $p_{sv \max}$ при потребном расходе воздуха Q_1 . Рабочий режим определится точкой 5, получаемой пересечением характеристики 3 вентилятора с характеристикой шахтной сети 4 при максимальном сопротивлении в период В. Изменение характеристики сети в различные периоды приводит к изменению режима работы вентилятора и, главное, его подачи. Так, в начальный период эксплуатации А сопротивление шахтной сети мало, характеристика 6 ее более полого и в новом рабочем режиме (точка 8) вентилятор развивает при давлении p'_{sv} подачу Q_2 , которая превышает необходимый из условий эксплуатации расход воздуха Q_1 и давление $p_{sv \min}$. Это ведет к перерасходу энергии (см. точки 9, 10 на кри-

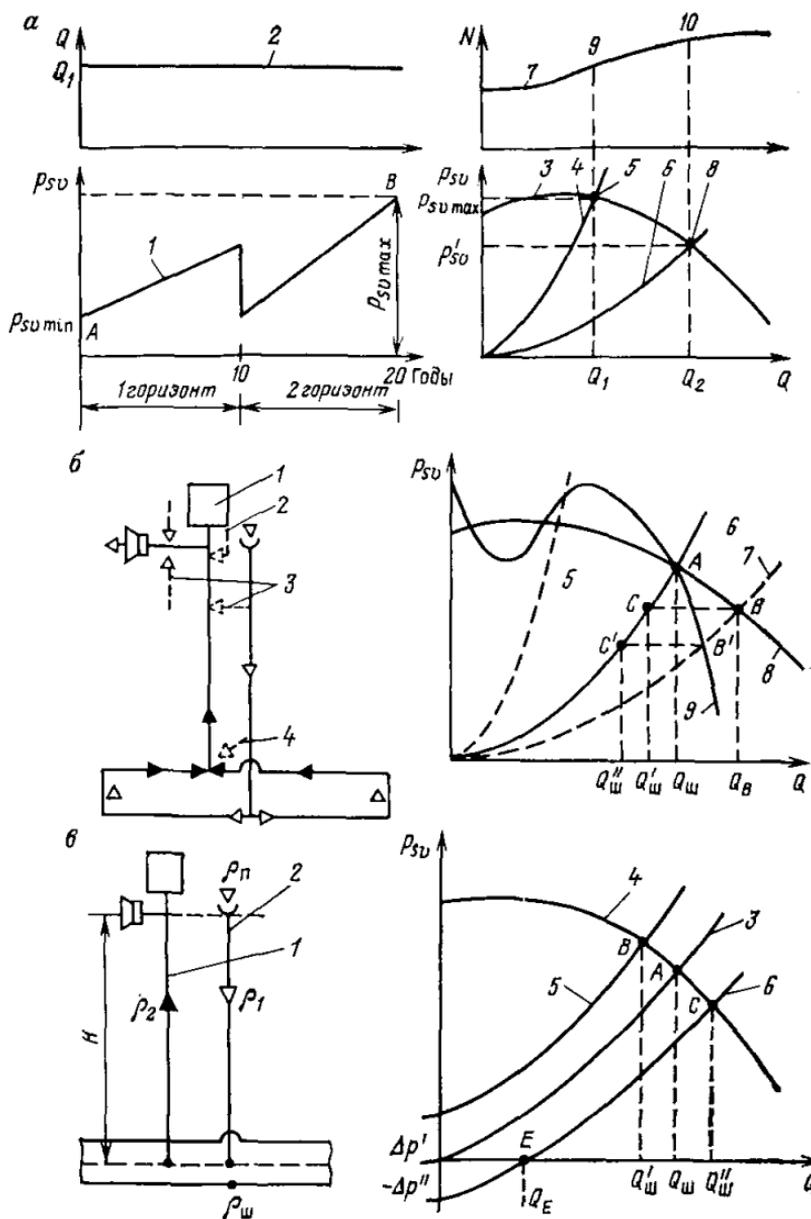


Рис. 3.2. Характеристики сети и вентиляторной установки:

а — необходимые режимы в различные периоды эксплуатации; б — влияние подсосов на проветривание шахты; в — влияние естественной тяги

вой 7) $N=f(Q)$ и к росту скорости воздуха в выработках, которая может превысить установленные правилами безопасности пределы [15]. Изложенным объясняется необходимость регулирования рабочих режимов установки. Рабочая область принятой установки при одной или нескольких частотах вращения ротора должна покрывать все необходимые вентиляторные режимы. Исследования-

ми установлено, что более чем в 90% случаев для установок главного проветривания глубина экономичного регулирования по статическому давлению должна быть не менее 0,8, по подаче — не менее 0,7.

Вентиляторная установка специальным каналом подключается к вентиляционному стволу, который используется и для других технологических операций, таких, как подъем полезного ископаемого или спуск и подъем людей, вспомогательных грузов. Для нормального проветривания шахты сооружения 1 (рис. 3.2,б), прилегающие к вентиляционному стволу, герметизируются. Через неплотности 2, 3 и 4 в надшахтном здании и вентиляционных каналов при работе вентиляторной установки происходят подсосы (утечки) воздуха. В соответствии с нормативными документами при проектировании проветривания шахты подсосы, в зависимости от того, какие технологические операции обеспечивает вентиляционный ствол, принимаются равными 10—30% от общешахтного расхода воздуха. В ряде случаев фактические подсосы существенно превышают нормативные. Подсосы можно рассматривать как параллельную по отношению к шахтной сети ветвь. Если характеристика шахтной сети имеет вид кривой 6, а характеристика подсосов — 5, то суммарная характеристика сеть — подсосы получится сложением расходов при одинаковых давлениях (кривая 7). Аэродинамическая характеристика установки имеет вид кривой 8. При отсутствии подсосов рабочий режим системы сеть — вентиляторная установка определяется координатами точки А. В шахту подается количество воздуха $Q_{ш}$.

При наличии подсосов рабочий режим системы характеризуется координатами точки В. Подача вентилятора Q_v увеличивается, а создаваемое давление снижается. Потребляемая вентилятором мощность N и статический к.п.д. η_s в зависимости от характера кривых $N=f(Q)$ и $\eta_s=f(Q)$ могут расти или уменьшаться. При наличии подсосов расход воздуха в шахтной сети определяется точкой С, снижается до $Q'_{ш}$ и, следовательно, ухудшается проветривание шахты. Степень снижения расхода в шахтной сети при одинаковой характеристике подсосов будет тем больше, чем круче кривая $p_{sv}=f(Q)$. Например, если аэродинамическая характеристика установки имеет вид кривой 9, то рабочий режим системы при наличии подсосов будет определяться координатами точки В'. В шахту в этом случае будет подаваться количество воздуха $Q''_{ш} < Q'_{ш}$, соответствующее точке С'.

Установки изготавливаются на различные номинальные $p_{sv} = p_{sv \text{ ном}}$ и $Q = Q_{\text{ном}}$. Для оценки крутизны характеристики в общем случае необходим безразмерный комплекс. Его роль вблизи номинальных режимов может выполнять параметр относительного снижения статического давления

$$K_k = \left| \frac{p_{sv} - p_{sv \text{ ном}}}{Q - Q_{\text{ном}}} \right| \frac{Q_{\text{ном}}}{p_{sv \text{ ном}}}$$

Здесь p_{sv} — произвольное давление по характеристике, проходящей через точку с номинальными параметрами; Q — соответствующая этому давлению подача.

С ростом подачи, по отношению к номинальной, для всех вентиляторных установок статическое давление снижается. Обработка данных для серийно выпускаемых центробежных вентиляторных установок свидетельствует, что $K_k = -(1,14 \div 1,46)$; для осевых вентиляторов $K_k = -(1,65 \div 2,03)$, а для вентиляторной установки ВОД-16П $K_k = -3,54$.

Изложенное свидетельствует, что подсосы имеют большее влияние на проветривание шахты, оборудованной осевыми вентиляторами. Это следует учитывать при разработке мер по герметизации.

Практически в любой шахтной вентиляционной сети действует естественная тяга. Природа ее возникновения обусловлена разностью температур в подающем и вентиляционном стволах. Зимой в шахту поступает холодный воздух. В соответствии с ПБ калориферные установки должны обеспечить его подогрев всего до 275 К (+2°C). В шахте температура воздуха растет (тепловыделение пород, работающих механизмов). При $T=275$ К плотность воздуха выше плотности при $T=299$ К почти на 9%.

При равенстве плотностей воздуха в обоих стволах (1 и 2) (рис. 3.2,в) характеристика шахтной сети будет $p_c = \rho Q^2$ (кривая 3), а характеристика вентилятора — кривая 4. Рабочий режим определится координатами точки А и в шахту поступит расход воздуха $Q_{ш}$.

Температура и влажность воздуха в вентиляционном 1 и подводящем 2 стволах обуславливают различную плотность воздуха, что приводит к изменению аэродинамических характеристик шахтных сетей. Если плотность воздуха в вентиляционном стволе больше, чем в подающем, что обычно бывает в летнее время, то уравнение характеристики сети будет $p_c = RQ_{ш}^2 + gH(\rho_2 - \rho_1)$ и она примет вид кривой 5 (H — глубина шахты). Второе слагаемое $gH(\rho_2 - \rho_1) = \Delta p'$ — превышение давления столба воздуха в вентиляционном стволе. Рабочий режим определится точкой В, и расход воздуха в шахту снизится до $Q'_{ш}$. В данном случае естественная тяга снижает эффективность проветривания шахты.

Если плотность воздуха в подводящем стволе больше, чем в вентиляционном, что обычно бывает в холодное время года, то характеристика внешней сети примет вид $p_c = RQ_{ш}^2 - gH(\rho_1 - \rho_2)$, кривая 6. Здесь давление $gH(\rho_1 - \rho_2) = \Delta p''$ способствует преодолению сопротивления шахтной сети. Рабочий режим определится координатами точки С. Расход воздуха в шахту увеличится до $Q''_{ш}$. При остановке вентилятора расход воздуха в шахту будет равен $Q_{в}$. Давление, создаваемое столбом холодного воздуха в подающем стволе, выше давления в вентиляционном. Эта разность и равна естественной тяге. Она тем больше, чем глубже стволы и больше разность температур в них. В отдельных случаях естественная тяга может достигать 1000 Па.

Вопросы для самопроверки

1. Чем обусловлена необходимость регулирования вентиляторов главного проветривания?
2. Опишите методику оценки влияния подсосов на проветривание шахты.
3. Как влияет естественная тяга на работу шахтной вентиляторной установки?

3.3. ШАХТНЫЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

За последние 15—20 лет благодаря работам коллективов ученых и конструкторов, в первую очередь ВНИИГМ им. М. М. Федорова, ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского, Донгипроуглемаша, Донецкого машиностроительного завода им. Ленинского комсомола Украины, Артемовского и Каменского машиностроительных заводов удалось существенно улучшить технико-экономические показатели центробежных вентиляторов, что значительно расширило их применение в угольной и горнорудной промышленности. Максимальный статический к. п. д. вентиляторных установок увеличился с 0,72 до 0,86; средневзвешенный к. п. д. — с 0,52—0,69 до 0,74—0,78; примерно в 1,5 раза уменьшились габариты и масса машин одинаковых основных параметров. Отечественные вентиляторы вышли на уровень лучших зарубежных конструкций.

За последние годы много сделано в изучении рабочего процесса и совершенствовании методики расчета центробежных вентиляторов. Появился у нас и за рубежом ряд трудов, обобщающих эти работы. Опубликованы справочники, достаточно полно отражающие конструктивные особенности современных отечественных вентиляторов [8, 7, 22, 25].

Все основные элементы центробежного вентилятора можно объединить в группы: подвод, ротор и отвод.

К подводам, которые применительно к вентиляторам чаще называют входными элементами, относят входные патрубки и направляющие аппараты, располагаемые перед рабочим колесом, а также входные коробки и колена.

Назначение входных патрубков — создать перед рабочим колесом равномерный и осесимметричный поток при минимальных потерях давления, что достигается применением конфузоров (конического, коноидального и других видов).

Выпускаемые в настоящее время центробежные шахтные вентиляторы главного проветривания по расположению рабочего колеса на валу относительно подшипников и по условиям подвода воздуха к колесу имеют разную компоновку. В вентиляторах ВЦ-11М, ВШЦ-16, ВЦП-16, ВЦ-25М колесо на валу посажено консольно, подвод воздуха осевой, односторонний. У вентилятора ВЦ-31,5М из-за большой массы рабочего колеса принято расположение подшипников с двух сторон, которое характерно для вентиляторов двустороннего всасывания. Двустороннее, вынесенное за пределы корпуса расположение подшипников требует для подвода

Рис. 3.3. Формы входных коробок: прямоугольная (а), со скосом (б)

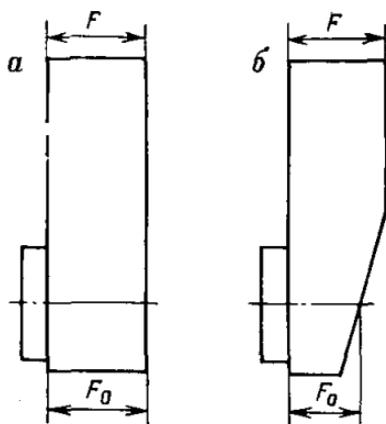
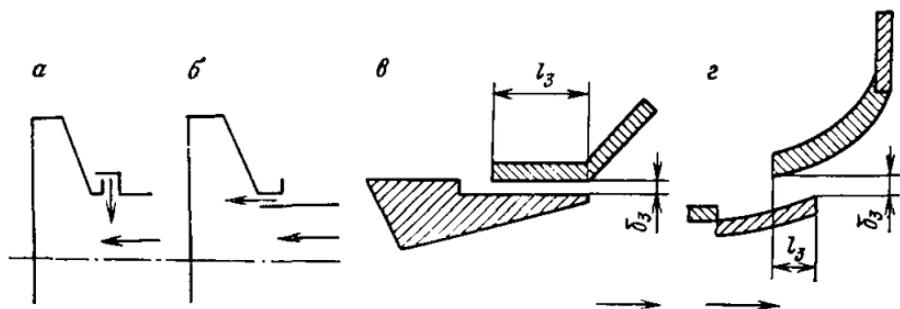


Рис. 3.4. Схемы лабиринтного (а) и щелевого (б) уплотнений зазора между входным патрубком и рабочим колесом; конструкции щелевых уплотнений (в) и (г)



воздуха к входному патрубку включения в конструкцию вентиляторов входных коробок (рис. 3.3).

Влияния коробки на аэродинамические характеристики вентиляторов можно свести к двум моментам: в коробках наблюдаются потери давления; закручивающийся ими в сторону вращения поток снижает создаваемое машиной давление. Важнейший геометрический размер, определяющий качество коробки, — F/F_0 , где F — площадь прямоугольного входного сечения коробки; F_0 — площадь минимального сечения входного патрубка. Исследования показали, что оптимальными являются коробки с $F/F_0=2+3$. Применение коробок со скосом (рис. 3.3,б) по данным [24] позволяет в ряде случаев увеличить к. п. д. вентилятора на 2—3% в сравнении с прямоугольными коробками (рис. 3.3,а). В современных шахтных вентиляторах главного проветривания применяются входные коробки со скосом.

Аэродинамические характеристики вентиляторов определяются и конструкцией уплотнения колеса на входе. Ранее считалось, что утечки через зазор оказывают только отрицательное влияние, и поэтому стремились к их минимизации. Последние исследования показали, что многое зависит от того, как направлен поток утечек по отношению к основному. Могут быть два принципиально различных вида уплотнений — лабиринтное (рис. 3.4,а) и щелевое (рис. 3.4,б). В первом случае поток утечек направлен перпендикулярно к основному, во втором их направления совпадают. К. п. д.

вентилятора со второй схемой уплотнений на номинальном режиме на 5% выше [22]. Полученный результат объясняется тем, что из-за значительной скорости воздуха, вытекающего из щелевого зазора, в сравнении со скоростью основного потока у покрывного диска возникает разрежение. Основной поток прижимается к покрывному диску. Безотрывное обтекание снижает внутренние потери в колесе. Оптимальные результаты достигаются при утечках через зазор $(0,02—0,04) Q_{\text{ном}}$, где $Q_{\text{ном}}$ — номинальная подача, а также при соотношениях (рис. 3.4, в, г): $l_3/D_2 \approx 0,007$ и $\delta_3/D_2 \approx 0,002$, где D_2 — наружный диаметр рабочего колеса.

Важный элемент современных шахтных вентиляторов главного проветривания — направляющий аппарат. Он выполняет две функции: регулирует рабочий режим и для крупных вентиляторов обеспечивает перекрытие потока при пуске. При повороте лопаток осевого направляющего аппарата на 90° сечение потока перед рабочим колесом перекрывается практически полностью. В этом случае разворот ротора при пуске происходит при близкой к нулю подаче, т. е. при минимальном моменте сопротивления.

Осевой направляющий аппарат состоит из системы лопаток, механизма их одновременного поворота на одинаковый угол, обтекателя и растяжек для крепления последнего к корпусу. Лопатки осями опираются на подшипники корпуса и обтекателя. Она вентиляторов ВЦ-11М, ВШЦ-16; ВЦП-16 и ВЦ-25М имеют по 12 плоских лопаток; вентиляторов ВЦ-31,5М и ВЦД-31,5М — по 10 и ВЦД-47,5У — 15 лопаток. В вентиляторе ВЦД-47,5А осевого направляющего аппарата нет. Для облегчения пуска двигателей и отсоединения от сети при переключениях этот вентилятор имеет специальное устройство, расположенное на входе в коробки. Устройство состоит из рамы, пяти прямоугольных пластин и механизма их одновременного поворота.

Основной элемент центрбежного вентилятора, как и любой лопастной машины, — рабочее колесо. В нем механическая энергия вала приводного двигателя преобразуется в гидравлическую энергию воздуха. Различают колеса одно- и двустороннего всасывания. Колесо одностороннего всасывания состоит: из коренного и покрывного дисков, между которыми крепятся лопатки; уплотнения со стороны всаса; ступицы, к которой крепится коренной диск; в ряде конструкций обтекателя, обеспечивающего плавный подвод потока к межлопаточным каналам. Колеса двустороннего всасывания имеют один общий коренной диск; а в вентиляторе ВЦД-47,5А рабочее колесо состоит из двух полуколес — левого и правого, коренные диски которых закреплены не только на ступице, но и соединены болтами друг с другом.

Рабочие колеса всех эксплуатируемых вентиляторов имеют разные конструктивные решения. Например, у вентиляторов ЦВ-1,45 и ЦВ-2 колеса двустороннего всасывания без покрывных дисков (колеса открытого типа) с листовыми лопатками, загнутыми вперед; рабочие колеса вентиляторов ВЦ-4 и ВЦ-5 закрытого типа одностороннего всасывания с 24 листовыми лопатками и углом вы-

хода $\beta_2=90^\circ$; у вентиляторов ВЦО — 28 листовых лопаток s-образной формы с радиальным выходом; вентиляторы ВЦД-2,18 и ВЦД-3,3 имеют колеса двустороннего всасывания с 28 с каждой стороны диска загнутыми назад лопатками s-образной формы; у рабочих колес вентилятора ВЦЗ-32 8 крылообразных лопаток, загнутых назад, с поворотными закрылками.

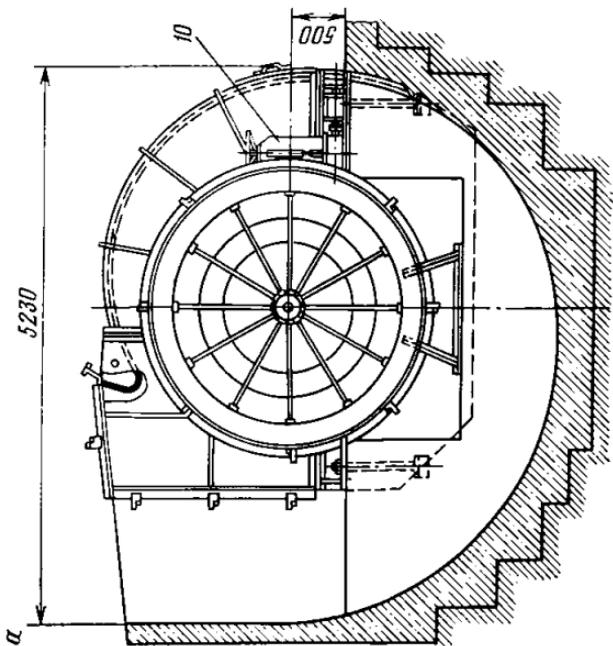
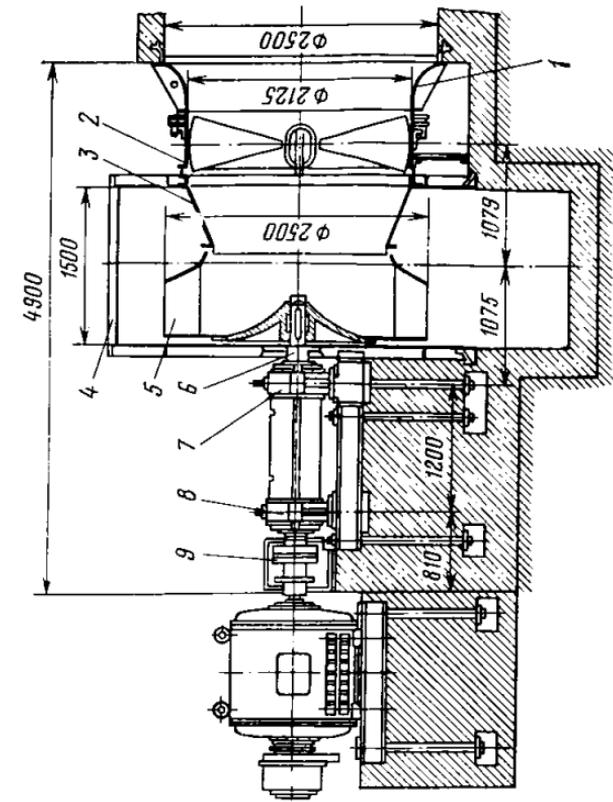
Рабочие колеса выпускаемых в настоящее время вентиляторов сходны по конструкции. Большинство из них имеет по восемь загнутых назад пустотелых лопаток крыловидной формы. Обечайки лопаток сварены из листового стали, с ребрами жесткости внутри и крепятся к коренному и покрывному дискам методом сварки. У вентиляторов ВЦД-47,5У и ВЦД-47,5А с каждой стороны коренного диска крепится шесть лопаток, у которых вместо ребер жесткости внутреннее пространство заполнено вспененным в нем пенопластом. Это повышает жесткость лопаток и исключает попадание внутрь пыли и влаги.

За рабочим колесом вентилятора располагается отвод. В большинстве вентиляторов он состоит из спирального корпуса и диффузора. Спиральный корпус предназначен для сбора вышедшего из рабочего колеса воздуха, его раскручивания и, таким образом, частичного превращения скоростного давления в статическое, а также для формирования соответствующего поля скоростей при входе в диффузор. В вентиляторах различного назначения применяется большое число типов спиральных корпусов. По выбору их оптимальных параметров проведен большой объем исследований. Форма спирального корпуса во многом определяет аэродинамическую схему вентилятора — схему проточной части, в которой основные конструктивные параметры выражены в долях диаметра рабочего колеса. Ранее уже отмечалось, что все центробежные вентиляторы главного проветривания созданы по аэродинамическим схемам ВНИИГМ им. М. М. Федорова. Результаты исследований по выбору оптимальных параметров спиральных корпусов приведены в работах [8, 24].

Диффузоры предназначены для преобразования динамического давления в статическое. Это ведет к росту статического к. п. д. В современных вентиляторах доля скоростного давления в полном составляет зачастую от 10 до 30%, и поэтому диффузоры для повышения экономичности установки имеют большое значение.

В соответствии с определением, приведенным выше, диффузоры не входят в понятие «вентилятор» и поэтому не рассматриваются в данном разделе.

Вентилятор ВЦ-25М (рис. 3.5,а) предназначен для главных вентиляторных установок шахт и рудников. Поток воздуха из вентиляционной сети через коллектор 1 подходит к ОНА 2, а затем через конический входной патрубок 3 подводится к рабочему колесу 5, в котором получает приращение энергии; собранный и раскрученный спиральным корпусом 4 поток направляется к диффузору. Главный вал вентилятора 6 опирается на радиальный 7 и радиально-упорный 8 подшипники. Момент двигателя передается



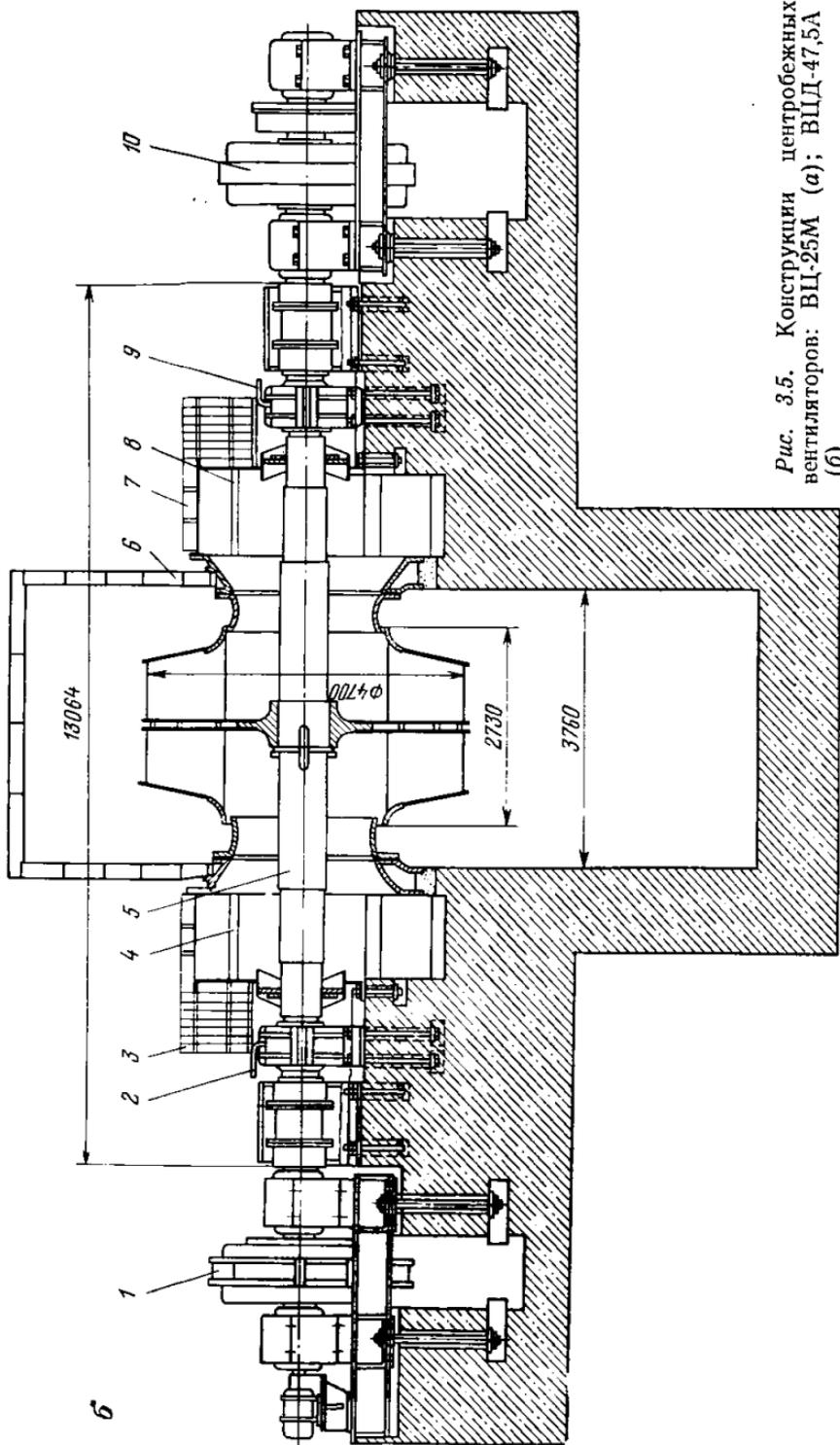


Рис. 3.5. Конструкции центробежных
 вентиляторов: ВЦ-25М (а); ВЦД-47,5А
 (б)

главному валу с помощью муфты 9. Одновременный поворот лопа-ток ОНА осуществляется приводом 10.

Техническая характеристика вентилятора ВЦ-25М

Диаметр рабочего колеса, мм	2500
Частота вращения, мин ⁻¹	750(600)
Подача в пределах рабочей зоны, м ³ /с	28—97
Статическое давление, Па	1520—4600
Максимальный статический к. п. д.	0,86
Средневзвешенный к. п. д.	0,76
Глубина экономичного регулирования	0,55
Потребляемая мощность, кВт	200—355

Вентилятор ВЦД-47,5А — самый крупный отечественный вентилятор — предназначен для глубоких труднопроветриваемых шахт и рудников. Вентилятор может работать при изменении температуры окружающей среды от +50 до —50°С. Он состоит (рис. 3.5,б) из ротора 5, спирального корпуса 6, всасывающих коробок 4, 8, устройств для сброса мощности 3, 7, системы смазки (элементы 2, 9), электродвигателей 1, 10.

Техническая характеристика вентилятора ВЦД-47,5А

Диаметр рабочего колеса, мм	4750
Частота вращения ротора, мин ⁻¹	125—490
Подача в пределах рабочей зоны, м ³ /с	90—680
Статическое давление, Па	1000—8800
Максимальный статический к. п. д.	0,865
Средневзвешенный к. п. д.	0,75
Глубина экономичного регулирования	0,80
Мощность приводных двигателей, кВт	4800

Вопросы для самопроверки

1. Перечислите основные типы входных патрубков и коробок центробежных вентиляторов. Каково назначение этих элементов?
2. Назовите функции, выполняемые спиральным корпусом и диффузором вентилятора.
3. Перечислите основные элементы вентилятора ВЦД-47,5 А. Дайте им характеристику.

3.4. ШАХТНЫЕ ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

Схема, назначение основных конструктивных элементов, графики изменения скорости и давления в потоке, протекающем через осевой вентилятор, рассмотрены в разделе 1.

В настоящее время по трем различным схемам выпускается шесть типоразмеров осевых вентиляторов главного проветривания, которые по основным показателям соответствуют современному состоянию отечественного и зарубежного вентиляторостроения.

ВОД-11П — двухступенчатый осевой вентилятор (П — лопапки изготовлены из прессованного полимерного материала) нерегулируемый. Предназначен для проветривания шахт и рудников малой производственной мощности, а также строящихся стволов, отдельных камер, используется на крупных предприятиях, в калориферных установках и т. п. Компоновочная схема вентилято-

ров: рабочее колесо — нерегулируемый направляющий аппарат — второе рабочее колесо — нерегулируемый спрямляющий аппарат.

ВОД-16П — двухступенчатый осевой вентилятор, двухприводный, с рабочими колесами встречного вращения. Предназначен для главного проветривания шахт и рудников малой производственной мощности.

ВОД-21М, ВОД-30М, ВОД-40М и ВОД-50 — вентиляторы главного проветривания, реверсивные, разработаны по схеме К-84 ЦАГИ (К — крученые лопатки, 84 — удельная быстроходность, рассчитанная по давлению, создаваемому двумя ступенями). Компоновочная схема этой группы вентиляторов: первое рабочее колесо — регулируемый направляющий аппарат — второе рабочее колесо — спрямляющий аппарат с поворотными лопатками.

Конструктивные особенности современных осевых вентиляторов освещены в справочниках [6, 7, 22].

Подводы у всех серийно выпускаемых вентиляторов идентичны. Они состоят из коллектора и обтекателя. По данным ЦАГИ оптимальными являются коллекторы с наибольшим диаметром $D_k = (1,2 \div 1,4)D$ и длиной $(0,2 \div 0,4)D$, где D — диаметр рабочего колеса. Обтекатели полусферической или полуэллиптической формы обеспечивают наилучшие показатели и являются практически равноценными.

У всех выпускаемых вентиляторов рабочие колеса имеют близкое конструктивное решение. Ротор вентилятора ВОД-50 (рис. 3.6,а) содержит вал, подшипниковые узлы и два рабочих колеса. Рабочие колеса вентиляторов состоят из втулки с $d = 0,6D$ сварной конструкции, которая для предотвращения попадания пыли и влаги герметизируется (исключение составляет втулка вентилятора ВОД-40М, обечайка которой крепится к одному центральному диску), рабочих лопаток и узлов их крепления. Рабочие колеса всех вентиляторов имеют по 12 крученых лопаток (рис. 3.6,б). Исключение составляет второе колесо вентилятора ВОД-16П с 10 лопатками. Лопатки вентиляторов ВОД-11П, ВОД-16П и ВОД-21М изготавливаются из полимерного материала, остальных вентиляторов — сварными, пустотелыми. Для получения высоких аэродинамических показателей зазор между концами лопаток и кожухом не должен превышать 1,5% длины лопатки.

Рабочее колесо проектируется так, чтобы густота решетки — отношение хорды лопатки на радиусе втулки к шагу было не больше единицы: $b/t \leq 1$ (рис. 3.7), при этом можно пренебрегать влиянием соседних лопаток на аэродинамические процессы, происходящие у рассматриваемого профиля.

В этих условиях можно определить теоретическое давление, создаваемое при обтекании профиля на любом радиусе, $p_t = \frac{\rho z \Gamma_L \omega}{2\pi}$, где ρ — плотность воздуха; z — число лопаток; $\Gamma_L = \frac{1}{2} C_y b \omega m$ — циркуляция лопатки; C_y — коэффициент подъемной

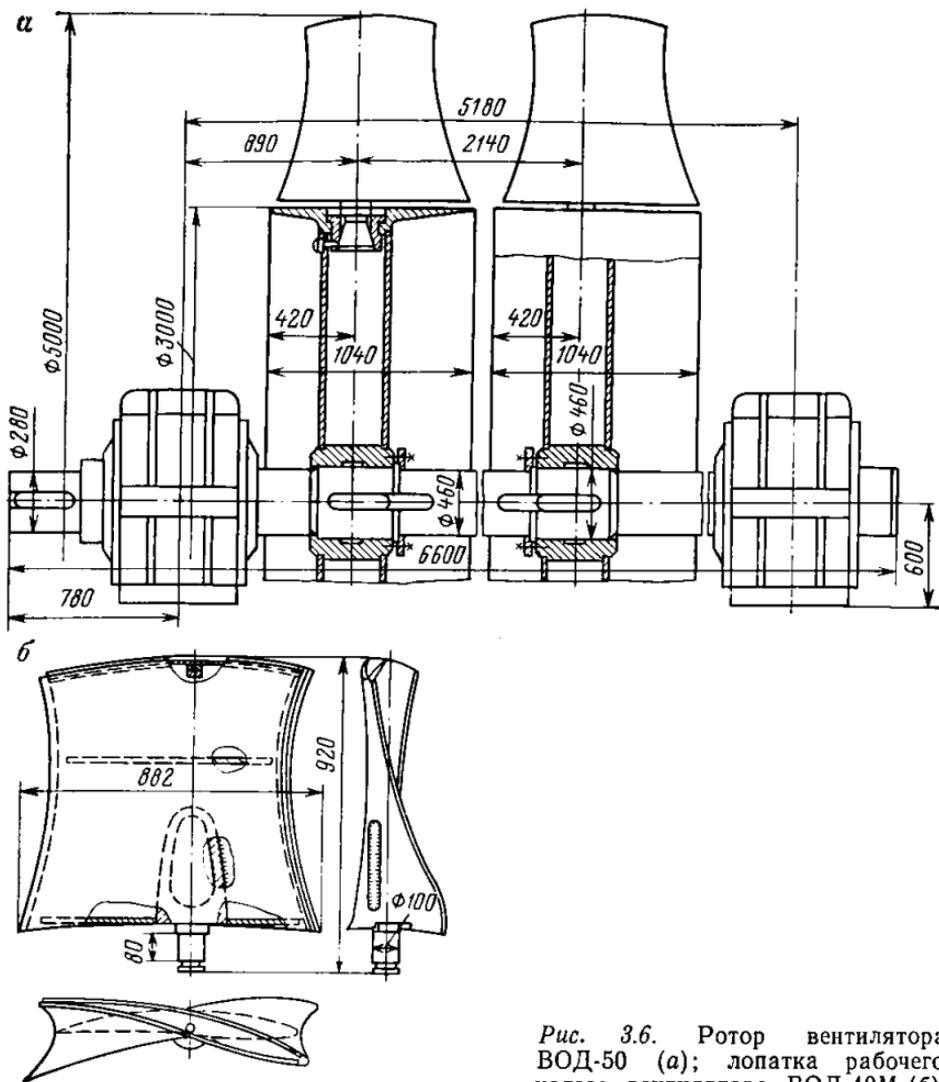


Рис. 3.6. Ротор вентилятора ВОД-50 (а); лопатка рабочего колеса вентилятора ВОД-40М (б)

силы; b — ширина профиля; ω_m — геометрическая полусумма относительных скоростей на выходе и входе; ω — угловая скорость.

Относительные скорости на входе ω_{R1} , ω_r , ω_{R2} при данной осевой s_a зависят от переносных скоростей соответственно u_{R1} , u_r , u_{R2} , являющихся функцией радиуса в сечениях, имеющих соответствующую ширину лопатки b_1 , b_r , b_2 .

Если параметры профиля по длине будут одинаковыми $C_y = \text{const}$; $b = \text{const}$, то в зависимости от скорости обтекания будет изменяться циркуляция и, как следствие, давление, создаваемое на элементе лопатки.

Давление на радиусе колеса R_1 будет превышать давление на

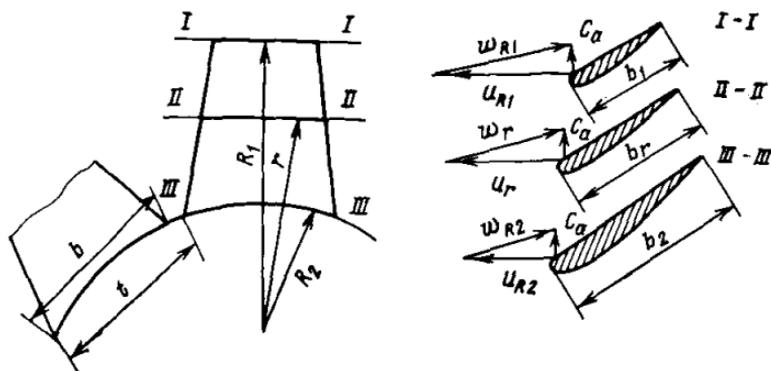


Рис. 3.7. Развертка лопатки рабочего колеса по цилиндрическим сечениям a_1a_2 до l_1l_2

радиусе втулки R_2 . Вследствие наличия разности давлений, появятся паразитные токи воздуха поперек основного потока, что отрицательно скажется на к. п. д.

Для устранения этого негативного явления конструируют лопасть с постоянной циркуляцией по длине, что достигается как увеличением ее ширины к втулке, так и изменением коэффициента подъемной силы путем изменения угла установки профиля и подбором профиля с необходимыми параметрами (крученые лопатки см. рис. 3.6,б).

Относительно большой диаметр втулки рабочего колеса ($R_2/R_1=0,6+0,8$) объясняется тем, что колеса шахтных осевых вентиляторов разрабатываются для высокого давления. Последнее достигается установкой 10—12 лопаток.

Высокие рабочие параметры и экономичные режимы в осевых вентиляторах нельзя получить без правильно спроектированных направляющих и спрямляющих аппаратов. Доказано, что, если за рабочим колесом отсутствует спрямляющий аппарат и поток в диффузор поступает закрученным, то энергия, соответствующая c_{u2} , полностью рассеивается.

При $c_{u1}=0$ для полного раскручивания потока необходимо, чтобы спрямляющий аппарат на данном радиусе создавал циркуляцию, равную циркуляции соответствующего элемента рабочего колеса, но обратного знака. Так как рабочие колеса проектируют с $\Gamma = \text{const}$ по длине лопатки, то такие же требования предъявляют спрямляющему аппарату. Лопатки спрямляющего аппарата создают решетку. Лопатки направляющих и спрямляющих аппаратов вентиляторов ВОД-21М, ВОД-30М, ВОД-40М и ВОД-50 изготовляют профильной формы, некручеными.

Для направляющих и спрямляющих аппаратов современных осевых вентиляторов характерна расширяющаяся к периферии форма лопаток.

Для получения более полного представления об осевом вентиляторе в целом коротко остановимся на двух типах вентиляторов ВОД-16П и ВОД-50.

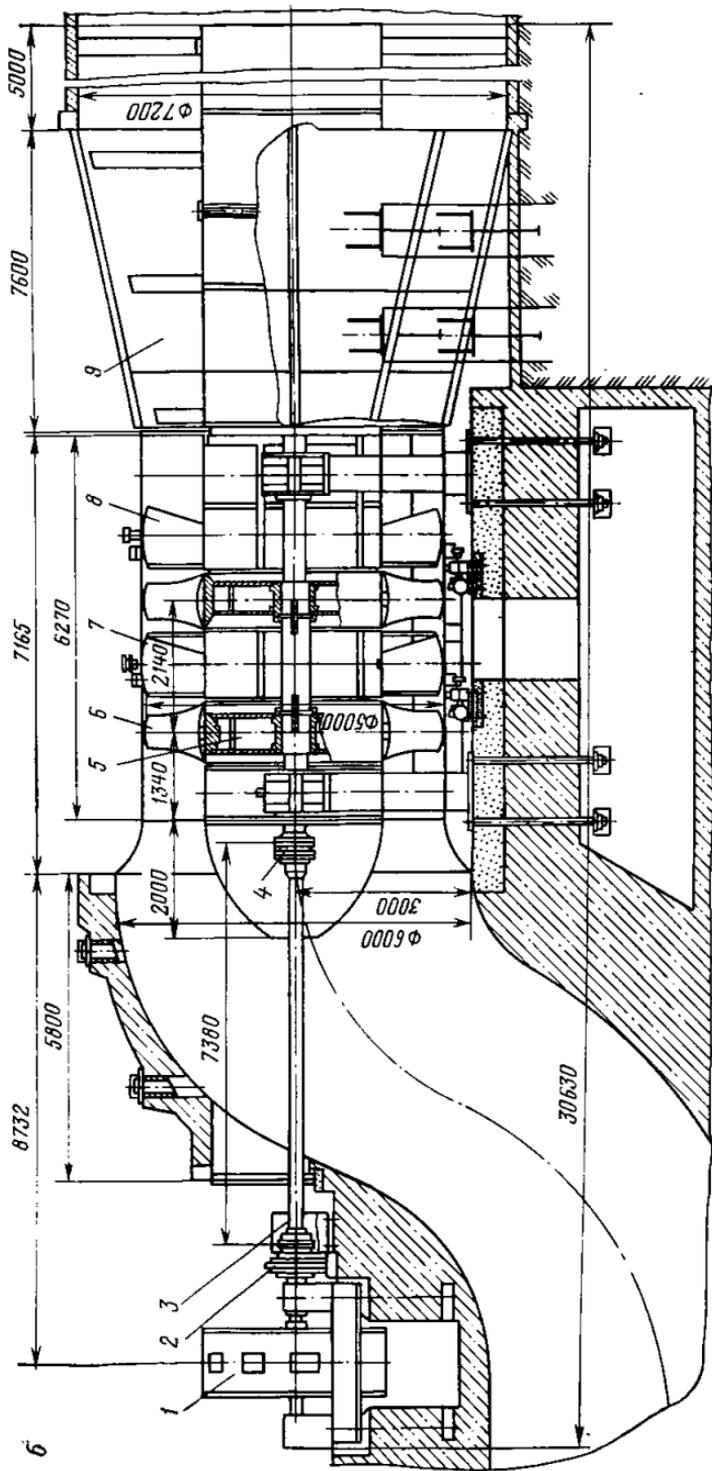


Рис. 3.8. Конструкции осевых вентиляторов Вод-16П (а); Вод-50 (б)

Техническая характеристика вентилятора ВВД-16П

Диаметр рабочих колес, мм	1600
Частота вращения, мин ⁻¹	985
Номинальная подача, м ³ /с	42
Номинальное статическое давление, Па	3300
Максимальный статический к. п. д.	0,79
Глубина экономичного регулирования	0,75
Потребляемая мощность в рабочей области, кВт	40—270

Рабочие колеса 5 и 6 вентилятора ВВД-16П встречного вращения крепятся консольно к валам, опирающимся каждый на два подшипника (рис. 3.8,а). Один из подшипников работает как радиальный, другой — как радиально-упорный. Смазка подшипников консистентная. Роторы муфтами 2 и 4, а также 7 и 9 и трансмиссионными валами 3 и 8 связаны с двигателями 1 и 10. На муфтах 2 и 9 смонтированы электромагнитные тормоза, обеспечивающие быструю остановку роторов перед реверсированием.

Поток воздуха, пройдя подвод, входит в первое рабочее колесо с $c_{u1}=0$. В колесе поток закручивается и приобретает теоретическое давление $p_1 = \rho u c_{u2}$.

Форма лопаток второго колеса 6 рассчитана на безударный прием закрученного потока. Второе колесо 6 вращается в сторону, противоположную первому 5. В нем поток закручивается так, что на выходе имеет осевое направление, т. е. создаваемая им циркуляция обеспечивает теоретическое давление $p_2 = \rho u c_{u2}$.

Общее теоретическое давление, создаваемое вентилятором,

$$p_T = p_1 + p_2 = 2\rho u c_{u2}.$$

Направление движения воздуха через вентилятор изменяется (реверс струи) при необходимости реверсированием вращения обоих двигателей. При этом первым становится второе рабочее колесо. Других принципиальных различий в работе при этом нет — передача энергии осуществляется при закручивании потока в одном колесе и раскручивании в другом.

Вентилятор ВВД-50 является самой крупной машиной из отечественных шахтных осевых вентиляторов.

Установка состоит из двигателя 1 (рис. 3.8,б); тормоза 2; трансмиссионного вала 3; зубчатой муфты 4; ротора 5 с двумя рабочими колесами, каждое из которых имеет по 12 крученых лопаток 6; направляющего 7 и спрямляющего 8 аппаратов, а также диффузора 9.

Техническая характеристика вентилятора ВВД-50

Диаметр рабочих колес, мм	5000
Частота вращения, мин ⁻¹	300
Номинальная подача, м ³ /с	310
Максимальная подача в пределах рабочей области, м ³ /с	580
Статическое давление в пределах рабочей зоны	880—3220
Потребляемая мощность, кВт	400—2100
Максимальный статический к. п. д.	0,815
Глубина регулирования	0,71

Вопросы для самопроверки

1. Перечислите основные элементы осевого вентилятора. Дайте им характеристику.
2. Объясните, почему ширина лопаток рабочих колес осевых вентиляторов у основания больше и зачем они выполняются кручеными?
3. Опишите сущность процессов в спрямляющем аппарате.
4. В чем особенности рабочего процесса вентилятора ВВД-16П?

3.5. ШАХТНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

Главная шахтная вентиляторная установка состоит из рабочего и резервного вентиляторов с присоединенными к ним входными и выходными элементами, подводным каналом, диффузорами, глушителями шума, выходной частью и вспомогательными устройствами для переключения и реверсирования вентиляционной струи. К установке относятся также здание, электродвигатели с пускорегулирующими устройствами, аппаратура контроля и дистанционного управления. Электропривод и вопросы автоматизации главных шахтных вентиляторных установок описаны в гл. 3.6.

Правилами безопасности [15] для негазовых шахт разрешается иметь один вентилятор с резервным двигателем.

В соответствии с Правилами технической эксплуатации угольных и сланцевых шахт ПТЭ [17] воздухоподводящие стволы должны располагаться так, чтобы обеспечивалась надлежащая чистота поступающего в подземные выработки воздуха. ПБ предусмотрены специальные меры, предотвращающие обмерзание проточной части вентилятора, каналов, ляд. Вентиляционные каналы в соответствии с ПТЭ не реже одного раза в месяц осматриваются и при уменьшении сечения канала на 10% очищаются.

Эффективность работы главной шахтной вентиляторной установки во многом зависит от того, как успешно решены вопросы снижения подсосов (утечек) воздуха, минимизации аэродинамического сопротивления элементов ее проточной части. По нормативам Минуглепрома СССР подсосы воздуха не должны превышать 10%. Существующие средства уплотнения позволяют успешно решать эту задачу.

Вопросам снижения общешахтной депрессии на практике уделяется серьезное внимание. ПТЭ предусматривают комплекс мероприятий по уменьшению сопротивления основных выработок: стволов (растрелы обтекаемой формы); капитальных выработок (сплошная обшивка стенок железобетонными затяжками или синтетическими материалами) — и ряд других работ. До последнего времени недостаточное внимание уделялось выбору рациональных форм и вопросам надлежащей эксплуатации подводящих и отводящих каналов вентиляторных установок. Потери давления в подводящих каналах ряда установок составляют 10—30% от давления, развиваемого вентилятором, около 10% давления теряется в сопряжении вентиляционного канала со стволом.

Схемы вентиляторных установок главного проветривания раз-

личны и определяются конструкциями вентиляторов, но все они должны обеспечивать за короткое время, не более 10 мин, изменение направления движения воздуха по выработкам шахты.

Осуществление реверсирования вентиляционной струи предусматривается планом ликвидации аварий, который обязательно имеется на каждой действующей и строящейся шахте. Наиболее эффективен режим реверсирования при пожарах в надшахтных зданиях, стволах, околоствольных и других выработках, по которым поступает свежий воздух в выработки шахты. Изменение направления движения воздуха позволяет эвакуировать людей по свежей струе из опасной зоны.

В соответствии с правилами безопасности при реверсировании расход воздуха в выработки должен составлять не менее 60% от нормального. Допускается с разрешения технического директора производственного объединения в реверсивном режиме расход меньше 60% от нормального при условии, что в исходящей струе концентрация метана не превысит 1,5% при непрерывном проветривании не менее 2 ч.

Реверсирование вентиляционной струи осуществляется в установках с центробежными вентиляторами только с помощью обводных каналов, перестановкой соответствующих ляд. Объясняется это тем, что вне зависимости от направления вращения рабочего колеса воздух перемещается от центра к периферии. Эта же схема может применяться и при осевых вентиляторах.

У осевых вентиляторов, как правило, реверсирование осуществляется изменением направления вращения рабочих колес.

В схемах с центробежными вентиляторами при нормальной работе поток воздуха из вентиляционного ствола 1 (рис. 3.9) через сопряжение 2 поступает в главный вентиляционный канал 3, тройник 9 к рабочему вентилятору 10 левого вращения (резервный вентилятор 11 имеет правое вращение). Ляды 7, 8 в этом случае находятся в верхнем положении, а лядя 5 отсоединяет диффузор 6 от обводного канала 4. Резервный вентилятор лядой 12 отделен от сети. Всасывающая будка 13 герметизируется атмосферной лядой 14. Ляды резервного вентилятора, диффузора и всасывающей будки перепадом давления, создаваемого вентилятором, обеспечивают надежность герметизации системы.

При реверсировании вентиляционной струи ляды 5 и 14 поднимаются, а лядя 8 опускается. Воздух через всасывающую будку и тройник рабочим вентилятором направляется в обводной канал, а оттуда по главному каналу — в вентиляционный ствол. Схема характерна тем, что диффузоры работающего и резервного вентиляторов размещены рядом. Верхняя часть диффузора переходит в несколько сужающийся канал (конфузор). Он спроектирован так, что при скорости ветра до 25 м/с и любой подаче вентилятора над выходными отверстиями образуется тепловая завеса, что препятствует проникновению холодного окружающего воздуха в установку и исключает обмерзание последней.

В угольной промышленности для главного проветривания при-

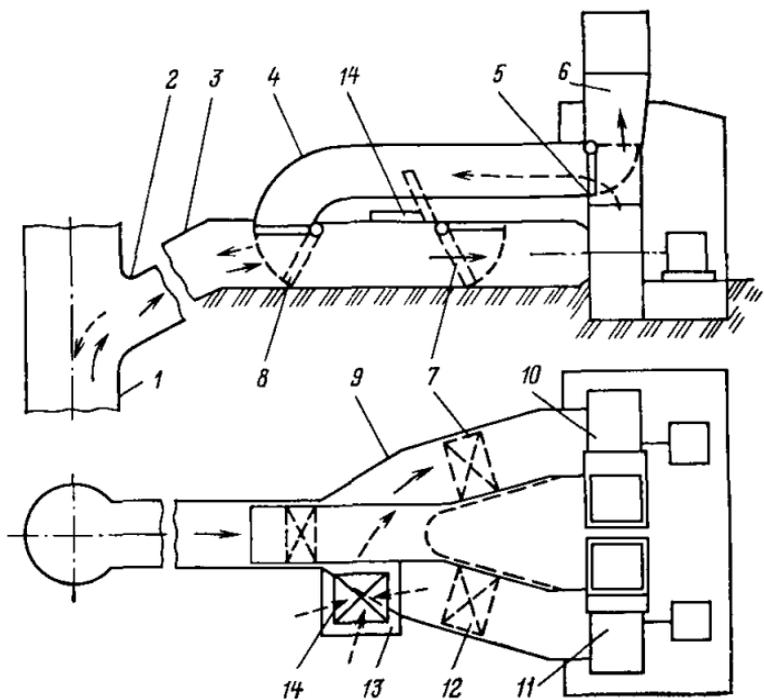


Рис. 3.9. Схема вентиляторной установки главного проветривания с двумя центробежными вентиляторами ВЦ-25

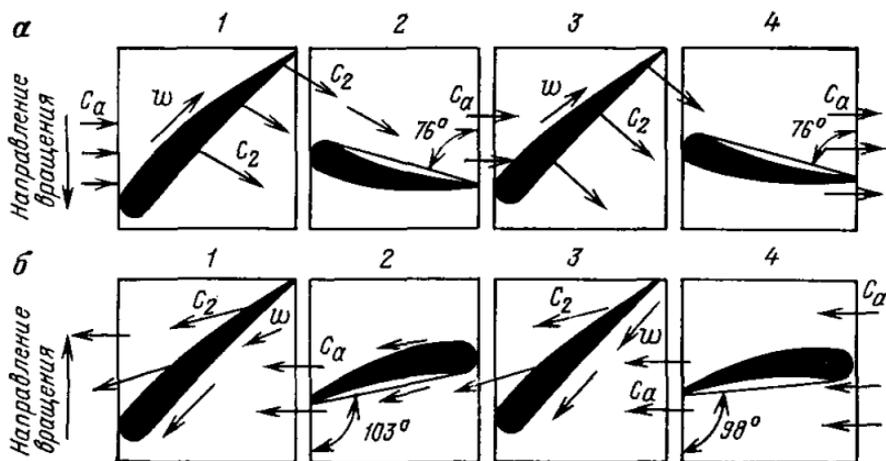


Рис. 3.10. Схемы расположения лопаток рабочих колес, промежуточного направляющего и выходного спрямляющего аппаратов, а также схема направления ротора (а); при измененном направлении (б)

меняются в основном двухступенчатые осевые вентиляторы, у которых при нормальной работе воздух со скоростью c_a поступает в первое рабочее колесо 1 (рис. 3.10,а), обтекая лопатки со скоростью w . Здесь он закручивается. С абсолютной скоростью c_2

воздух поступает в решетку промежуточного и направляющего 2 аппарата и входит во второе рабочее колесо 3. Здесь происходит то же, что и в первом колесе, затем воздух поступает на спрямляющий аппарат 4, раскручивается и со скоростью c_a , параллельной оси, переходит в диффузор.

Эта аэродинамическая схема обеспечивает получение проектных характеристик.

При изменении направления вращения ротора меняется направление движения воздуха через машину — воздух, двигаясь от диффузора, направляется к коллектору с обтекателем, а лопасти рабочих колес обтекаются со стороны острых кромок (рис. 3.10,б), что ведет к значительному снижению давления, если спрямляющие аппараты остаются неизменными. Для улучшения аэродинамических показателей при реверсировании в современных осевых вентиляторах ВОД-21М, ВОД-30М и ВОД-50 одновременно с изменением направления вращения изменяют углы установок направляющих 2 и спрямляющих аппаратов 4.

Порядок перехода на реверсирование для этих вентиляторов следующий. Получив команду, отключают питание двигателя вентилятора и с помощью тормозного устройства резко сокращают время останова ротора. Поворачивают лопасти направляющих и спрямляющих аппаратов, изменяют фазы питания и включают электродвигатель.

Этот способ резко упрощает схему вентиляторных установок.

При рабочем проветривании воздух из вентиляционного ствола 1 (рис. 3.11) через сопряжение 2, главный вентиляционный канал 3 поступает к тройнику 9. Ляда 8 рабочего вентилятора поднята, и воздух, пройдя двойное колено «утку» 4, вентилятор и

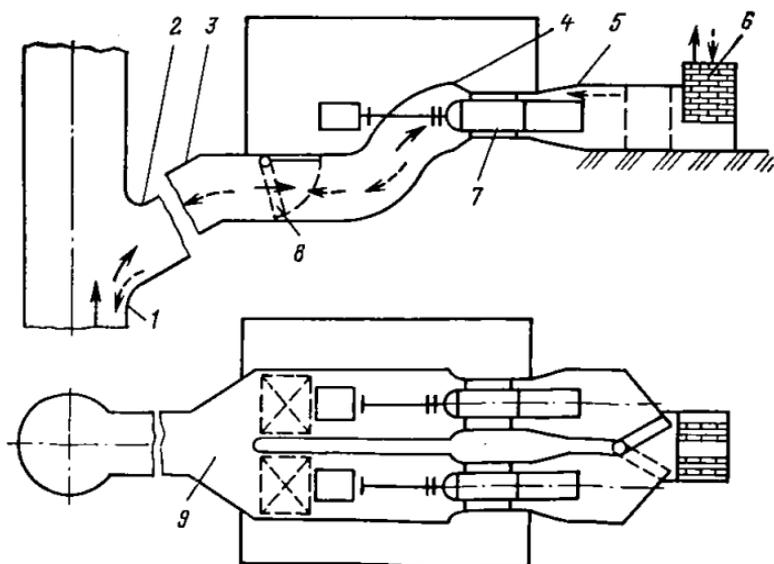


Рис. 3.11. Схема вентиляторной установки главного проветривания с двумя реверсивными осевыми вентиляторами ВОД-21М, ВОД-30М и ВОД-40М

его диффузор 5, через глушитель 6 выходит в атмосферу. Вентиляционная струя реверсируется изменением направления вращения ротора и соответствующим изменением положения лопаток направляющего и спрямляющего аппаратов. Рабочий и резервный вентиляторы имеют общий концевой элемент (глушитель шума 6), что также, как и в случае с центробежными вентиляторами, обеспечивает тепловую завесу, препятствующую обмерзанию элементов установки.

Рассмотренная схема существенно проще схемы с центробежными вентиляторами. В ней отсутствуют всасывающая будка, обводной канал и реверсивные ляды. Последнее снижает подсосы (утечки). Стоимость установки на 20—25% ниже стоимости установок с обводными каналами.

Надежное и своевременное реверсирование вентиляционных струй имеет очень важное значение при выводе людей из опасной зоны, поэтому в соответствии с ПБ необходимо осуществлять следующие мероприятия. Исправность действия реверсивных и герметизирующих устройств должна проверяться главным механиком шахты и начальником ВТБ не реже 1 раза в месяц. Не реже 2 раз в год следует проводить реверсирование вентиляционной струи в выработках в соответствии с планом ликвидации аварий.

В схемах установок с осевыми и центробежными вентиляторами много общих элементов: сопряжение ствола с вентиляционным каналом, собственно главный канал, тройники, диффузоры и ляды. Обобщение материалов по исследованию элементов шахтных вентиляторных установок главного проветривания выполнено в работе [9]. Достаточно подробное описание современных типовых схем и их элементов приведено в работе [25]. Большинство вопросов, связанных с выбором схемы и параметров элементов вентиляторных установок, имеет первостепенное значение для проектировщиков, но некоторые положения важны и для эксплуатационников.

Это касается содержания в надлежащем состоянии рационально выбранных и надежной выполненных при строительстве элементов проточной части. Например, если штукатурка внутренней поверхности канала выполнена из чистого цемента с железнением, то средняя шероховатость поверхности будет составлять $\Delta = 0,05 \div 0,2$ мм. При грубой кирпичной кладке без штукатурки $\Delta = 5 \div 15$ мм. Коэффициент потерь по длине λ во втором случае в 2—4 раза больше, чем в первом, а следовательно, во столько же раз большими будут потери давления. В процессе эксплуатации качество штукатурки нарушается, вентиляционные каналы засоряются пылью. В соответствии с ПБ допустимая скорость в элементах проточной части установки составляет 15 м/с, т. е. является самой высокой в сравнении со скоростью во всех остальных элементах шахтной сети, кроме вентиляционных скважин. Поэтому при недостаточном внимании к состоянию каналов проточной части установки, несвоевременном наведении порядка по-

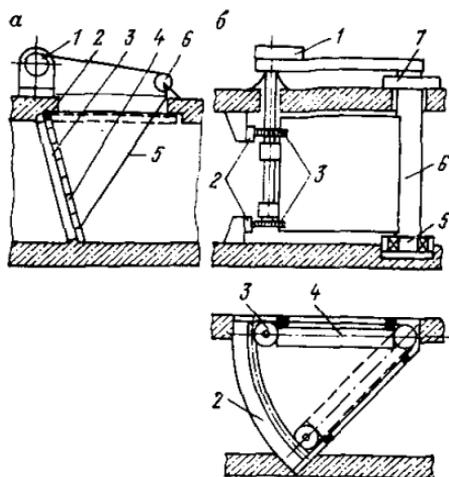


Рис. 3.12. Схема ляд: падающей (а); самоходной (б)

с помощью каната 5. Для направления последнего используется ролик 6. Ляда к раме прижимается разностью давления и весом. Ляды сварены из швеллеров и покрыты стальным листом. Для увеличения жесткости конструкции навариваются специальные ребра. Герметичность перекрытия достигается размещением по периметру резиновых уплотнений. В установке с вентиляторами ВЦД-47,5У все ляды состоят из двух одинаковых секций. Каждая секция для управления оборудуется отдельной лебедкой.

Самоходные ляды 4 (рис. 3.12,б) крепятся к оси 6, которая опирается на подшипники 5 и 7. На валу двигателя с редуктором 1 крепятся приводные шестерни 3, находящиеся в зацеплении с секторами 2. При работе двигателя осуществляется поворот ляды. В крайнем положении ляды двигатель отключается токовым реле. Конструкция ляды жесткая. Утечки практически отсутствуют. Подобными устройствами оборудованы установки с вентиляторами ВЦД-47,5А.

В установках с вентиляторами ВОД-30М ляды заменены гибкими заслонками из конвейерной ленты, перемешающимися между двумя ограждающими решетками. Гибкая заслонка наматывается на барабан. Для сматывания используются два каната и обводные ролики.

Переключающие устройства выходных камер всех установок с осевыми вентиляторами выполнены в виде вертикальных дверей, которые используются также для подводящих каналов в установках с машинами ВОД-40М и ВОД-50.

Для снижения подсосов воздуха ляды и двери должны содержаться в образцовом состоянии. Рекомендуется не реже 2 раз в год проводить тщательный их осмотр. При этом проверяется состояние уплотнений. Поверхность, где образовался зазор, под-

тери давления могут резко возрасти, что ухудшит вентиляционный режим шахты и приведет к перерасходу электроэнергии.

Для перехода с работающего вентилятора на резервный, а также для реверсирования вентиляционной струи используются ляды, гибкие заслонки и двери. В настоящее время строятся установки с падающими и самоходными лядами.

В расширенном на 150—200 мм участке канала размещается рама 3 (рис. 3.12,а). К ней шарниром 2 крепится падающая ляда 4, подъем которой осуществляется лебедкой 1

жимается, заменяется потрескавшаяся резина. Проверяется качество бетона вокруг рамы, и потрескавшиеся фрагменты удаляются. Дополнительно приваривают раму к арматуре, ставят опалубку и выполняют новую подливку бетоном. При осмотрах проверяются также крепление канатов к ляде, состояние уплотнения каната и других элементов.

Работающие вентиляторы создают шум. Его природа в основном имеет аэродинамическое происхождение. Шум центробежных вентиляторов преимущественно низкочастотный. Для установок с такими вентиляторами часто удается обеспечивать санитарные нормы для жилых зон без специальных мероприятий. Осевые вентиляторы при работе, как правило, создают недопустимо высокий шум — до 140—145 дБ. Установки с осевыми вентиляторами (кроме ВОД-50) оборудуются глушителями шума. Используются глушители активного типа. Основой их являются вертикальные стенки из звукопоглощающих блоков, выкладываемых в диффузоре в направлении, параллельном оси вентилятора. От качества изготовления и укладки блоков зависит эффективность работы глушителя. Снижение шума на 12—15 дБ обеспечивают глушители из шлакоблоков зернисто-пористой структуры (граншлак фракций 3—7 мм с цементом в соотношении 4:1). На 20—25 дБ снижают шум глушители из металлических оцинкованных пластин толщиной 200—300 мм, длиной и высотой 2—3 м.

В качестве звукопоглотителя обычно используется стеклоруллон. Глушители необходимо систематически осматривать, межсекционные каналы очищать от пыли и грязи.

Вопросы для самопроверки

1. Что понимается под вентиляторной установкой?
2. Перечислите и охарактеризуйте основные элементы вентиляторной установки с центробежными вентиляторами.
3. Каковы отличительные особенности вентиляторных установок с осевыми вентиляторами?
4. Опишите схему падающей ляды.

3.6. ЭЛЕКТРОПРИВОД И ОСНОВЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ГЛАВНЫХ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

К электроприводу вентиляторов главных шахтных вентиляторных установок предъявляют повышенные требования. Он должен обеспечивать непрерывную длительную (до нескольких недель) зачастую с близкой к номинальной нагрузке работу вентилятора, разворот ротора с большим динамическим моментом, обладать высокой надежностью (даже кратковременное прекращение проветривания шахты недопустимо), а также высокой экономичностью. Вентиляторные установки являются весьма энергоемкими (иногда они потребляют до 30—40% общешахтного расхода электроэнергии).

Номинальная мощность двигателя вентилятора

$$N_{д.н} \geq k N_{в \max}, \quad (3.1)$$

где k — коэффициент запаса; $N_{в \max}$ — максимальная мощность на валу вентилятора при данной частоте вращения.

Большинство вентиляторов регулируется аэродинамическими способами при постоянной частоте вращения.

В этих условиях рациональнее применение асинхронных и синхронных электродвигателей трехфазного переменного тока.

При использовании синхронных двигателей коэффициент запаса мощности необходимо принимать равным 1,1—1,2. Снижение напряжения в сети приведет к перегрузке привода по току и выходу его из строя вследствие перегрева обмотки статора. Для асинхронных двигателей допустимо принимать $k=1$, поскольку при снижении частоты вращения ротора мощность, потребляемая вентилятором, уменьшается пропорционально кубу относительного снижения частоты вращения.

Возможны достаточно длительные для двигателя аварийные режимы (увеличение сопротивления при завалах; аварии в системе управления направляющими аппаратами, при которых вместо требуемой регулировочной характеристики вентилятор переходит на характеристику с предельными отрицательными углами установки лопаток). В этих случаях нагрузка на валу может возрасти до максимальной мощности вентилятора при данной частоте вращения и предельных углах установки лопаток рабочего колеса и направляющих аппаратов.

Формально разгон ротора вентилятора до номинальной частоты вращения асинхронным короткозамкнутым двигателем будет обеспечен, если $M_{пуск} > M_{с0}$, где $M_{пуск}$ — момент, создаваемый двигателем при частоте вращения $n=0$; $M_{с0}$ — момент сопротивления вентилятора при $n=0$ (рис. 3.13,а). Для центробежных и

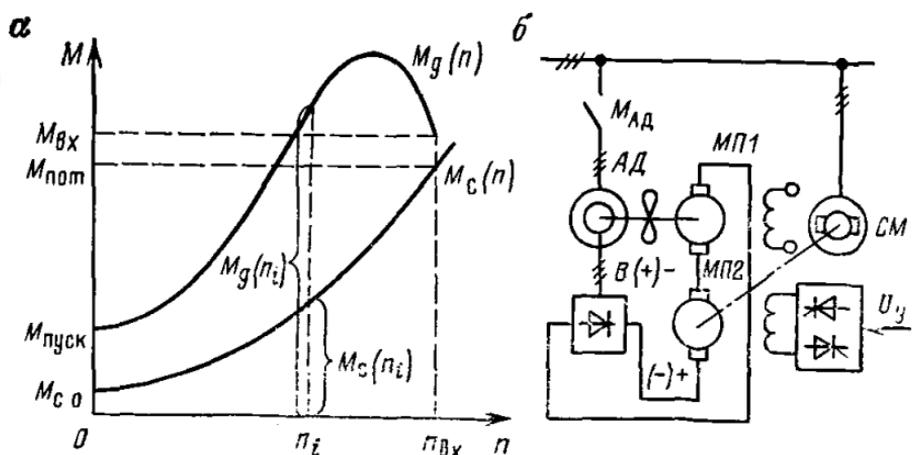


Рис. 3.13. Схема комбинированного асинхронного вентиляльно-машинного каскада КАВМК

осевых вентиляторов $M_{с0} \approx (0,08 \div 0,1) M_{ном}$. Здесь $M_{ном}$ — момент при номинальной нагрузке. Для асинхронных короткозамкнутых двигателей серии А0, применяемой для вентиляторов, $M_{пуск} > M_{ном}$, для синхронных двигателей дополнительно должно выполняться условие, чтобы входной (подсинхронный) момент вращения $M_{вх}$ превышал соответствующий момент сопротивления. Синхронные двигатели серий СД2, СДВ и СДС3, применяемые для привода вентиляторов, имеют $M_{вх} > M_{ном}$.

Роторы вентиляторов, особенно центробежных, характеризуются большими динамическими моментами инерции, и поэтому пуск вентиляторов может затянуться, превысив допустимое для двигателя время. Например, допустимое время пуска двигателя СДВ16-41-12 составляет 17 с. Выбранный на заданную частоту вращения в соответствии с выражением (3.1) двигатель необходимо проверить на возможность разгона за допустимое время.

Известно, что разгон вращающихся масс описывается уравнением

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_d(n) - M_c(n),$$

где J — суммарный (роторов двигателя и вентилятора) момент инерции; ω — угловая скорость; t — время; $M_d(n)$, $M_c(n)$ — моменты соответственно двигателя и сопротивления при данной частоте вращения.

Выразив угловую скорость через частоту вращения $\omega = \frac{\pi n}{30}$, а момент инерции через маховой момент $J = \frac{\Sigma GD^2}{4g}$ и выполнив соответствующие преобразования, получим

$$\frac{dn}{dt} = \frac{375}{\Sigma GD^2} [M_d(n) - M_c(n)].$$

В последней зависимости ΣGD^2 выражен в Н·м².

Если зависимости $M_d(n)$ и $M_c(n)$ представлены графически (см. рис. 3.13,а), то время разгона с достаточной для практики точностью можно определить по следующей методике. Разбиваем интервал частот $0 - n_{вх}$, где $n_{вх}$ — входная частота вращения, на $z = 10 \div 12$ равных интервалов. Осуществляем переход к конечным разностям и решаем полученные уравнения относительно

$$\Delta t_i = \frac{\Delta n_i \Sigma GD^2}{375 [M_d(n) - M_c(n)]}.$$

Определив Δt_i для интервалов от 1 до z и просуммировав результаты, получим фактическое время разгона двигателя $t_{\phi} = \Sigma \Delta t_i$.

Это время должно быть меньше допустимого паспортного для данного двигателя. Если последнее условие не выполняется, то необходимо выбирать другой двигатель.

Для вентиляторов главного и вспомогательного проветривания малой мощности (ВЦ-11; ВЩЦ-1,6; ВОД-11П; ВОД-16) при-

меняются асинхронные с короткозамкнутым ротором двигателями единой серии АО.

До середины 70-х годов при выборе привода крупных вентиляторов ориентировались на применение синхронных двигателей, руководствуясь следующими соображениями. Вентиляторы регулируются аэродинамически при постоянной частоте вращения, пуск двигателя производится редко, он длительное время работает с неполной нагрузкой. В этих условиях применение высокоэкономичных синхронных двигателей будет способствовать улучшению общешахтного коэффициента мощности. В связи с изложенным большинство действующих крупных вентиляторов укомплектовано синхронными двигателями.

Недостатки синхронных двигателей применительно к рассматриваемым условиям: они не обеспечивают разгона вентиляторов с особо большими (более 10^5 кг·м²) моментами инерции (вентиляторы ВОД-50; ВЦД-47,5У и ВЦД-47,5А); повышают требуемую мощность энергосистемы шахты — большие пусковые токи и значительная длительность пуска; при комплектации тиристорными возбудителями имеют недостаточную надежность.

В связи с изложенным в настоящее время для вентиляторов мощностью 500—1600 кВт часто предпочтение отдается асинхронным двигателям с фазным ротором. При мощности более 2000 кВт применяются только асинхронные двигатели. Использование их позволяет ограничить пусковые токи значением 1,8 от номинального, вместо 6—7-кратных при прямом пуске. Их габариты и масса на одинаковую мощность меньше, чем для синхронных. Недостаток асинхронных двигателей — низкий коэффициент мощности — устраняется применением статических конденсаторов.

Обследование показало, что более половины вентиляторных установок шахт работают с к. п. д. менее 0,6. Многие установки работают с к. п. д., незначительно превышающим 0,6 [28]. Сложившееся положение объясняется тем, что в процессе эксплуатации установки необходимые параметры вентиляционных режимов меняются в широких пределах, а глубина экономичного регулирования, особенно центробежных вентиляторов, недостаточная. Глубина регулирования осевых вентиляторов хотя и больше, но ее реализация связана с достаточно сложной операцией поворота лопаток рабочего колеса, выполняемой вручную при остановленной машине. Низкий к. п. д. непрерывно работающих мощных установок ведет к большому перерасходу электроэнергии. Этот недостаток можно устранить, применяя регулирование изменением частоты вращения. В этом случае появляется возможность при больших глубинах регулирования использовать высокое аэродинамическое качество современных вентиляторов. Например, вентиляторная установка ВЦД-47,5У ($p_{sv} = 4000$ даПа, $Q = 300$ м³/с) при регулировании направляющим аппаратом имеет $\eta_s = 0,6$, а при регулировании изменением частоты вращения — $\eta_s = 0,82$. В первом случае к ротору вентилятора подводят мощность, почти на 45% превышающую мощность, подводимую во

втором случае $1/0,6 - 1/0,82 \approx 0,447$. Получение достаточной для практики глубины регулирования достигается изменением частоты вращения ротора вентилятора в пределах $(0,5 \div 1,0)n_{\text{ном}}$, где $n_{\text{ном}}$ — номинальная частота вращения. Изменение частоты вращения в таких пределах при мощности на валу до нескольких тысяч киловатт рационально осуществлять применением регулируемого электропривода.

На практике используются два варианта схем: асинхронного вентиляльно-машинного каскада АВМК (вентиляторы ВЦД-31,5М и ВЦД-32); комбинированного асинхронного вентиляльно-машинного каскада КАВМК (вентилятор ВЦД-47,5).

Система АВМК выпускалась научно-производственным объединением «Харьковский электромеханический завод» (НПО ХЭМЗ) с 1969 по 1977 г. В настоящее время вентиляторы ВЦД-47,5 комплектуются системой КАВМК.

В этой системе ротор вентилятора вращается двумя двигателями: асинхронным АД (рис. 3.13,б) с фазным ротором, обеспечивающим $3/4$ мощности на валу, и постоянного тока МП1, обеспечивающим $1/4$ мощности на валу. Кроме того, в системе имеются две связанные валом машины — синхронная СМ и постоянного тока МП2.

Частота вращения регулируется изменением добавочной э. д. с. в цепи ротора асинхронного двигателя.

При номинальной или близкой к ней мощности на валу вентилятора и соответственно номинальной или близкой к ней частоте вращения машина СМ работает в двигательном режиме, МП2 — в генераторном. Вырабатываемая МП2 энергия постоянного тока и часть энергии скольжения ротора электродвигателя АД, преобразованная выпрямителем В, обеспечивают питание двигателя МП1. При низких нагрузках и частотах вращения часть энергии скольжения ротора через выпрямитель обеспечивает питание машины МП1, другая часть — машины МП2. Машина МП2 теперь работает в двигательном режиме, машина СМ — в генераторном, что обеспечивает возврат в сеть части энергии.

Ручное управление шахтными вентиляторными установками не отвечает современным требованиям. Оно не обеспечивает необходимого уровня качества контроля и оперативности управления. В соответствии с ПБ работа главных и вспомогательных шахтных вентиляторных установок без машинистов разрешается при условии оборудования их самопишущими приборами для постоянной регистрации подачи и депрессии установок, а также устройствами, сигнализирующими на пульт дистанционного управления об отклонении этих параметров от заданного уровня. Если вентиляторы или их двигатели имеют подшипники скольжения, то на пульт должен подаваться сигнал об отклонении от нормы температуры этих узлов.

В соответствии с ПБ с пульта управления должны быть обеспечены дистанционный пуск и остановка двигателей вентиляторов, а также дистанционное реверсирование вентиляционной струи.

Пульт дистанционного управления и контроля располагается в диспетчерском пункте шахты или в помещении, чтобы можно было обеспечить квалифицированное наблюдение и регистрацию поступающих сигналов и управление установкой. В пункте управления вывешиваются схемы реверсирования вентиляционной струи и электроснабжения, индивидуальные характеристики вентиляторов и инструкции для лица, обслуживающего пульт.

Правилами безопасности определен минимальный объем информации, которая должна подаваться на пульт дистанционного управления.

Дистанционно осуществляется контроль: депрессии и температуры подшипников, обмоток электродвигателя; температуры, давления и расхода масла в ряде точек системы смазки; положения лопаток спрямляющего и направляющего аппаратов; положения тормоза для реверсивных осевых вентиляторов (рис. 3.14). У центробежных вентиляторов необходим контроль положения ляд вентиляторной установки и для установок, регулируемых изменением частоты вращения, контроль частоты вращения ротора.

Температура измеряется аппаратами АКТ-1, АКТ-2, КТТ-1 и ДКТЗ-8М, данные о которых приведены в работе [1]. Широко применяемая аппаратура АКТ-2 позволяет непрерывно контролировать температуру в восьми точках. В шести точках контролируется температура $+70 \pm 5^\circ\text{C}$ и в двух точках $+90 \pm 5^\circ\text{C}$. Контроль давления масла ведется контактными манометрами ЭКМ

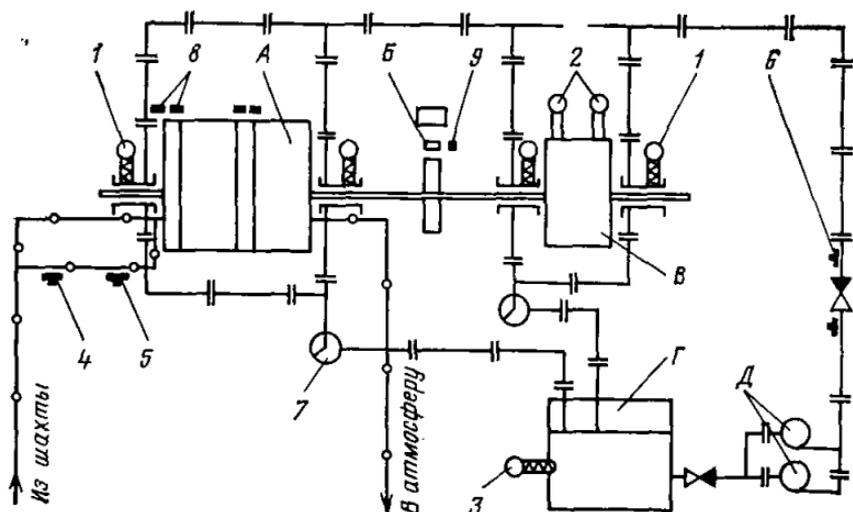


Рис. 3.14. Схема расположения датчиков контроля работы вентиляторной установки:

1 — температуры подшипников; 2 — температуры обмоток электродвигателя; 3 — температуры масла; 4 и 5 — давления и расхода воздуха; 6 — давления насоса; 7 — протока масла; 8 — положения направляющего и спрямляющего аппаратов вентилятора; 9 — положения тормоза; А — вентилятор; Б — тормоз; В — электродвигатель; Г — маслобак; Д — масляный насос

и преобразователями давления МЭД, обеспечивающими передачу показаний на расстояние. Положение ляд и тормозов действующих установок контролируется магнитными ВМ-64В, ВМ-62, ВМ-66 и ВМ-4-65 или механическими выключателями ВКВ-380 и ВВ-5. В последнее время установки комплектуются приборами ДКПЛ-1.

Важнейшие параметры, характеризующие работу вентиляторной установки, — подача и депрессия. Подробный обзор методов и средств контроля этих параметров, схемы и технические данные первичных и вторичных приборов приведены в работе [9], наиболее распространенных в практике — в работе [1].

Измерение разряжения в контрольном сечении вентиляционного канала осуществляется серийно выпускаемыми дифманометрами общепромышленного назначения различных конструкций. В связи с запыленностью и высокой влажностью шахтного воздуха приемники давления часто являются первопричиной искажения информации. Поэтому рекомендуется выполнять отбор давления через отверстие в специальной пластинке из нержавеющей стали с высокой чистотой поверхности, смонтированной заподлицо со стенкой вентиляционного канала. Диаметр отверстия в пластинке должен быть не менее 20 мм.

Для определения подачи вентилятора целесообразней использовать существующие в установке перепады давлений, функционально связанные со скоростью воздуха в соответствующих сечениях. В установке с осевыми вентиляторами сечение вентиляционного канала больше сечения потока в вентиляторе перед лопатками первого рабочего колеса. Проведем в канале два сечения I—I и II—II потока в местах подключения приемников устройств отбора давления 1 и 5 (рис. 3.15,а). Отбор давления в се-

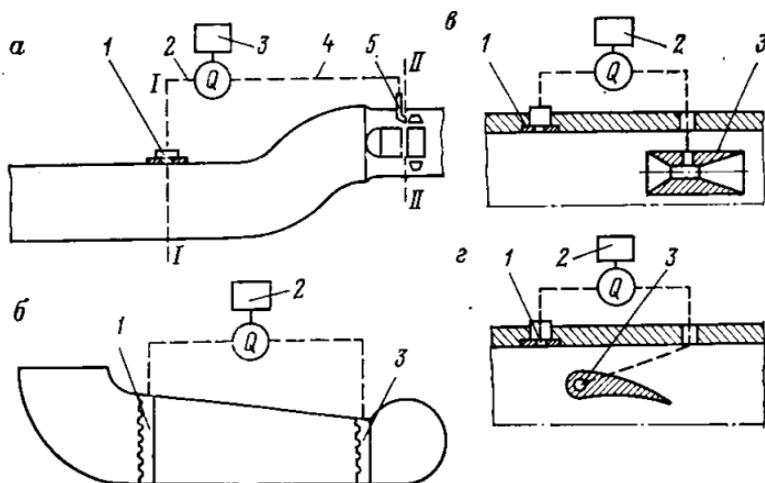


Рис. 3.15. Способы контроля подачи вентилятора:

по перепаду давлений (а); усредняющими трубками (б); 1, 3 — усредняющие трубки; 2 — дифманометр; сужающим устройством (в); 1 — отверстие в пластине; 2 — дифманометр; 3 — сужающее устройство; датчиком типа «крыло» (г); 1 — отверстие в пластине; 2 — дифманометр; 3 — крыло

чении II—II осуществляется устройством в виде изогнутой для стока конденсата под углом 100—110° трубки 5. Устройства отбора давления 1 и 5 импульсными линиями 2 и 4 приводят его к дифманометру 3.

Применим уравнение Д. Бернулли к потоку между контрольными сечениями. Так как $z_1 \simeq z_2$ и $\alpha_1 \simeq \alpha_2 \simeq 1$, а средние скорости $v_1 = Q/S_1$ и $v_2 = Q/S_2$ (где Q — расход воздуха, S_1 и S_2 — площади поперечных сечений потока), то

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{\rho Q^2}{2S_1^2} \left[(1 - \zeta) \frac{S_1^2}{S_2^2} - 1 \right],$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления канала между контрольными сечениями.

Все величины в правой части уравнения, кроме расхода, постоянны. Следовательно, перепад давлений пропорционален квадрату расхода. Сечения каналов выбираются такими, чтобы скорость $v \leq 15$ м/с. На оптимальном режиме для современных вентиляторов скорость $v_2 = c_a \simeq 25 + 33$ м/с. При этом перепад $\Delta p = 250 + 300$ Па. Снижение подачи вентилятора ведет к уменьшению Δp . Для получения больших перепадов давления в сечении II—II размещается измерительная вставка типа сужающего устройства. Для реверсивных вентиляторов она представлена симметричным устройством, состоящим из конфузорной и диффузорной частей, между которыми расположен канал отбора статического давления.

Применение рассмотренной вставки позволяет увеличить перепад давлений, подводимый к дифманометру до 2500—3000 Па.

Подача центробежного вентилятора может определяться по разности давлений на входе и выходе из диффузора, измеряемой усредняющими насадками, двумя трубками 1 и 3 (рис. 3.15,б) диаметром 25—30 мм, размещенными в соответствующих сечениях. По длине трубок через 100—200 мм просверлены отверстия диаметром 5 мм с зенковкой под углом 120°. Перепад давлений для рассмотренного устройства обычно не превышает 800 Па.

Для определения расхода в контрольном сечении при низкой влажности и малой запыленности воздуха применяются датчики типа «сужающее устройство» (рис. 3.15,в) и типа «крыло» (рис. 3.15,г).

Принцип действия первого описан выше. Отличие от ранее рассмотренного сужающего устройства состоит в том, что его конфузорная часть имеет угол не 7°, а 18—19°. Датчик с измерительной вставкой типа «сужающее устройство» располагается на участке подводящего канала и поэтому контролирует не подачу вентилятора, а расход воздуха из шахты. Перепад давлений, обеспечиваемый вставкой, составляет около 600 Па.

Датчик типа «крыло» имеет плосковыпуклый профиль. Длина крыла 500 мм, ширина 100 или 200 мм. По длине крыла просверлен канал диаметром 20 мм, который двумя-тремя отверстиями диаметром 3—4 мм соединяется с верхней частью профиля. Про-

дольный канал на торцах соединен со штуцерами для подключения пневмометрических трубок. Перепад давлений, обеспечиваемый датчиком типа «крыло», составляет 300—400 Па.

В настоящее время вентиляторные установки главного проветривания комплектуются унифицированной аппаратурой УКАВ-М, разработанной институтами Гипроуглеавтоматизация, Донгипроуглемаш и НПО «Харьковский электромеханический завод». Аппаратура имеет пульт и 12 станций управления, выполненных в виде отдельных блоков одностороннего обслуживания серии ШГС.

Аппаратура УКАВ-М предназначена для автоматического управления установкой, оборудованной двумя или одним центробежным или осевыми реверсивными и нереверсивными вентиляторами.

Основные операции, выполняемые аппаратурой, сводятся к выбору вентилятора для работы и резерва: выбору вида управления установкой—дистанционное автоматизированное из диспетчерского пункта или из машинного здания, а также местное ремонтное; включению вентилятора для нормальной работы или реверсирования вентиляционной струи; контролю основных параметров установки (подачи, депрессии, температуры и т. п.); регулированию подачи вентиляторов направляющими аппаратами; автоматическому включению резервного вентилятора при аварийном отключении работающего; автоматическому повторному включению работающего вентилятора при кратковременном (до 10 с) отключении и глубоком падении напряжения питающей сети.

Вопросы для самопроверки

1. Как выбирается мощность двигателя вентилятора главного проветривания?
2. Изложите методику определения времени разгона двигателя вентилятора.
3. В каких условиях для вентиляторов главного проветривания следует ориентироваться на применение асинхронных двигателей, а в каких—на синхронных?
4. Охарактеризуйте средства, используемые для определения подачи вентиляторов.

3.7. ВЕНТИЛЯТОРЫ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

В соответствии с правилами безопасности вентиляторы местного проветривания применяются для проветривания подготовительных выработок и стволов (шурфов) при проходке. Установка вентиляторов производится по проекту, утверждаемому главным инженером шахты. При этом должны выполняться следующие требования: вентилятор размещается в выработке со свежей струей на расстоянии не менее 10 м от исходящей струи; его подача не должна превышать 70 % от количества воздуха, проходящего по выработке непосредственно перед всасом. Допускается установка вентиляторов местного проветривания и в выработке с исходящей струей, но при этом содержание метана в воздухе

перед всасом не должно превышать 0,5%. Вентиляторы могут работать на всасывание или нагнетание. В первом случае применяются жесткие трубопроводы, во втором — допускается использование и гибких. В последнем случае воздухопровод должен заканчиваться трубой из жесткого материала длиной не менее 2 м или в выходной участок должно вставляться не менее двух жестких распорных колец. В соответствии с ПТЭ при сборке воздухопроводов из труб разного диаметра звенья большего диаметра устанавливаются у вентилятора.

Условия, в которых используются вентиляторы местного проветривания, отличаются большим разнообразием (изменение в широких пределах сечения, длины выработок и необходимого расхода воздуха), допустимостью применения электроэнергии. Поэтому ГОСТ 6625—85 определено, что вентиляторами должен покрываться диапазон расходов 1—20 м³/с при номинальном полном давлении не менее 800 Па.

Для проветривания тупиковых горных выработок вентиляторы должны иметь взрывобезопасное исполнение, для проветривания помещений на поверхности шахт и для проветривания закрытых запыленных помещений — пылевлагозащищенное. Климатическое исполнение вентиляторов может быть У или Т, категории размещения 5 для вентиляторов во взрывобезопасном исполнении и 2 для вентиляторов в пылевлагозащищенном исполнении. ГОСТом регламентирован выпуск 12 типоразмеров вентиляторов: ВМЭ-4, ВМЭ-5, ВМЭ-6, ВМ-12, ВОЭ-5, ВОЭ-6, ВМП-4, ВМП-5, ВМП-6, ВМЦ-6, ВМЦ-8 и ВМЦ-10. Определены также параметры вновь разрабатываемых типоразмеров вентиляторов.

Установлена следующая структура обозначений типоразмеров вентиляторов. В — вентилятор; М или О — взрывобезопасное или пылевлагозащищенное исполнение; Э, П, ЭП, Ц — с электрическим, пневматическим, с электропневматическим приводом, центробежный с электрическим приводом; дефис; диаметр рабочего колеса в дециметрах, У или Т — умеренное или тропическое климатическое исполнение; 5 или 2 — категория размещения. Для двухступенчатых осевых вентиляторов перед дефисом проставляется цифра 2. Для вентиляторов с встроенным устройством для снижения шума после обозначения диаметра колеса через дробь ставится число глушителей.

Пример условного обозначения осевого вентилятора с пневматическим приводом, взрывобезопасного исполнения с номинальным диаметром 500 мм, для эксплуатации в умеренном климате, в шахтных выработках: ВМП-5У5 (ГОСТ 6625—85); то же, оснащенного встроенным устройством для снижения шума: ВМП-5/У5 (ГОСТ 6625—85).

Все осевые вентиляторы с электро- и с пневмоприводами имеют рабочие колеса с меридиональным ускорением потока. Отличительная особенность колес — коническая форма втулки 2 (рис. 3.16). Сечение потока на выходе меньше, чем на входе, и поэтому при входе в колесо c_{a1} меньше, чем на выходе c_{a2} . Для

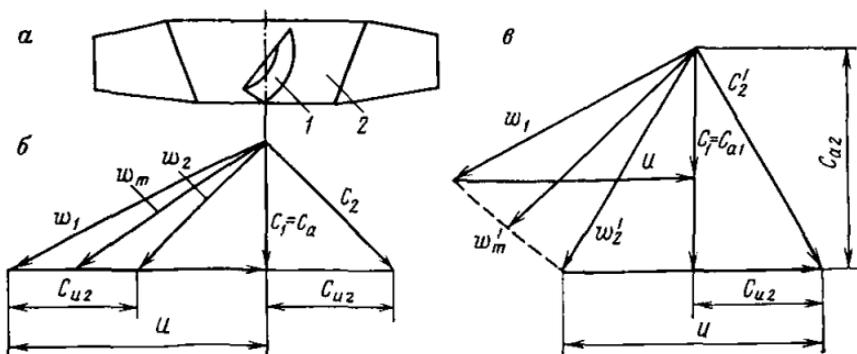


Рис. 3.16. Схема рабочего колеса с меридиональным ускорением потока (а); 1 — рабочая лопасть; 2 — коническая втулка; совмещенные треугольники скоростей для колеса с цилиндрической втулкой (б) и с конической втулкой (в)

современных вентиляторов местного проветривания $c_{a2}/c_{a1} = 1,20 \div 1,35$. При рассмотрении рабочего процесса вентилятора с цилиндрической втулкой поток воздуха разбивается на бесконечное число элементарных слоев, протекающих между двумя круговыми цилиндрическими поверхностями, радиусы которых отличаются на бесконечно малое значение. При этом переносные скорости частиц слоя на входе и на выходе межлопаточного канала равны. В рабочем колесе с меридиональным ускорением при разделении потока на элементарные слои картина будет иной. Для слоя, расположенного у втулки, переносные скорости на входе и выходе будут существенно различными. В выпускаемых заводами вентиляторах местного проветривания $u_2/u_1 = 1,15 \div 1,25$. Для слоев, близких к выходной кромке лопатки, $u_2/u_1 = 1$. В качестве контрольного при дальнейшем рассмотрении примем слой, для которого $u_1 \approx u_2 = u$.

Ранее было доказано, что теоретическое давление, создаваемое рабочим колесом, $p_T = \rho u (c_{u2} - c_{u1})$.

Из треугольника скоростей при входе в рабочее колесо

$$w_1^2 = (u - c_{u1})^2 + c_{a1}^2$$

и, следовательно, $c_{u1} = \frac{u^2 + c_1^2 - w_1^2}{2u}$.

Соответственно для выхода из рабочего колеса

$$c_{u2} = \frac{u^2 + c_2^2 - w_2^2}{2u}$$

Подставив в (2.26) значения c_{u2} и c_{u1} , получим

$$p_T = \rho \frac{w_1^2 - w_2^2 + c_2^2 - c_1^2}{2}$$

В последнем выражении слагаемое $\rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = p_{ск}$ — прирост скоростного давления, а слагаемое $\rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = p_{ст}$ — статическое

давление, создаваемое рабочим колесом теоретического вентилятора.

Рассмотрим совмещенные треугольники скоростей на входе и выходе вентиляторов с цилиндрической и конической втулками (рис. 3.16, б, в). Предположим, что для обоих вентиляторов $c_{u1} = 0$ и создаваемые теоретические давления одинаковы. Последнее условие выполняется при равенстве скоростей закручивания на выходе. Для колеса с конической втулкой в сопоставимых условиях (см. рис. 3.16, в) треугольник скоростей на входе останется прежним. Для выходного сечения скорость c_{a2} будет больше скорости c_{a1} , а следовательно, возрастут абсолютная и относительная скорости (c'_2 и ω'_2) и также вектор ω'_m . При одинаковых углах установки элементов лопаток в вентиляторе с конической втулкой уменьшится угол атаки, что сузит зону срывных режимов и нагруженность решетки, характеризуемой величиной τC_y (густота решетки τ останется неизменной, а коэффициент подъемной силы C_y уменьшится). Из изложенного следует, что при одинаковых теоретических давлениях в вентиляторе с меридиональным ускорением потока возрастет доля скоростного давления и снизится доля статического. При уменьшении статического давления снижаются утечки через зазор между лопатками и обечайкой, что увеличивает в реальной машине объемный к. п. д., но возрастают потери давления, если предполагается превращать скоростное давление в статическое. При одинаковой нагруженности решеток схем существенно увеличится теоретическое давление вентилятора с меридиональным ускорением потока. Известно, что давление p_T пропорционально подъемной силе, которая, в свою очередь, пропорциональна квадрату скорости ω_m . Так как для вентилятора с конической втулкой скорость ω_m значительно больше, то при одинаковой нагруженности большим будет теоретическое давление. Одинаковой нагруженности можно добиться двумя способами: соответственно увеличив угол установки элемента лопатки вентилятора с конической втулкой или создав направляющим аппаратом на входе определенную отрицательную скорость закручивания.

Так как вентиляторы местного проветривания чаще работают на нагнетание, то для них скоростное давление после спрямляющего аппарата является полезной частью. Их к. п. д. рассчитывают не по статическому, а по полному давлению. Изложенным объясняется, почему для вентиляторов местного проветривания предпочтение отдается колесам с меридиональным ускорением потока. Вторая отличительная особенность осевых вентиляторов местного проветривания — наличие «воздушного сепаратора» для устранения впадины на характеристике давления (см. разд. 2.3), что исключает возникновение помпажных режимов, природа которых описана в разделе 2.5.

Все вентиляторы с электроприводом выполнены по схеме: направляющий аппарат — рабочее колесо — спрямляющий аппарат. Направляющие аппараты бывают регулируемые и нере-

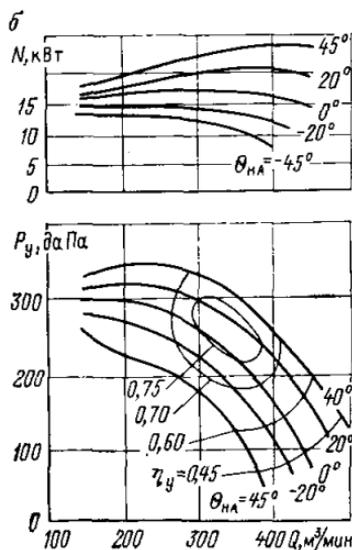
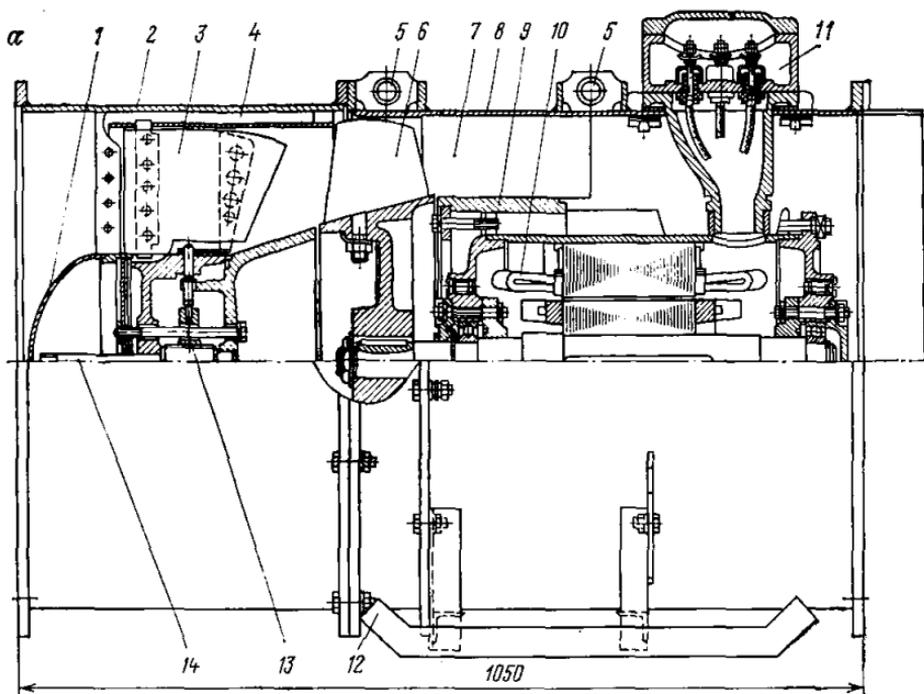


Рис. 3.17. Вентилятор ВМЭ-6 (а) и его аэродинамическая характеристика (б)

гулируемыми; в нерегулируемых — по девять крученых стальных лопаток, в регулируемых — также по девять, но эластичных резиновых лопаток, входные и выходные кромки которых армированы стальными пластинами. Механизм одновременного поворота позволяет изменять положение закрылков в вентиляторах от $+30$ до -50° . Рабочие колеса состоят из стальной литой конической втулки, к которой крепятся профильные крученые лопатки из капроновой смолы. Число лопаток семь или восемь. Лопатки армированы стальной арматурой, имеют хвостовик с гайкой для крепления к втулке. Капроновые лопатки не накапливают статических зарядов, что исключает искрение при касании корпуса. Лопатки спрямляющих аппаратов всех вентиляторов неподвижные. Подвод состоит из обтекателя и цилиндрической наружной обечайки.

В вентиляторе ВМЭ-6 (рис. 3.17,а) поток воздуха, пройдя зазор между обтекателем 1 и обечайкой 2, поступает в направ-

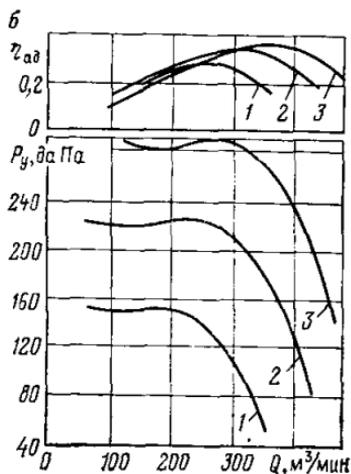
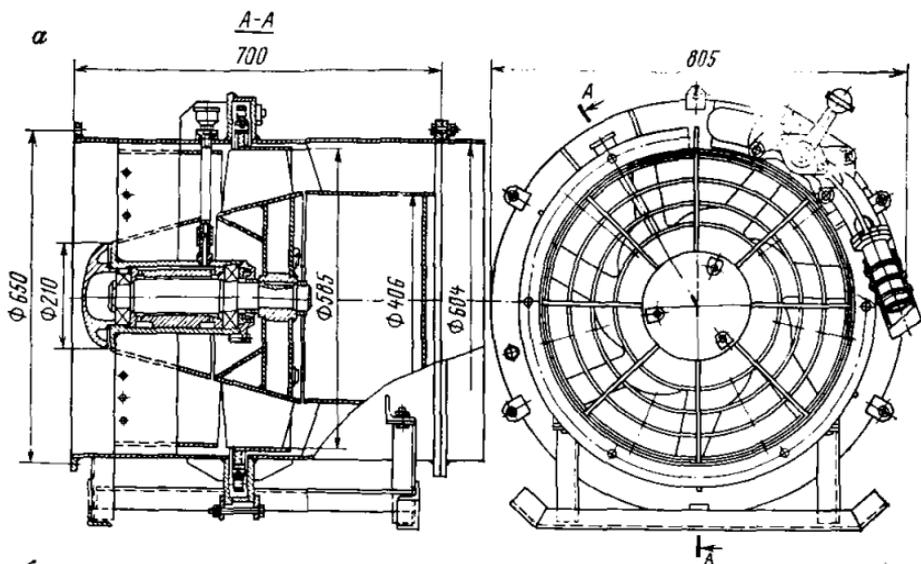


Рис. 3.18. Вентилятор ВМП-6М (а); аэродинамические характеристики при давлении сжатого воздуха 0,5 МПа (б): 1 — при работе одного сопла; 2 — двух сопел; 3 — трех сопел

ляющий аппарат 3, а затем — в рабочее колесо 6, спрямляющий аппарат 7 и сеть. Лопатки спрямляющего аппарата приварены между корпусом 8 и втулкой 9, которая является основой для крепления электродвигателя 10 в исполнении РВ. Питание электродвигатель получает через кабельный

ввод 11. Для одновременного изменения положения направляющего аппарата необходимо торцовым ключом повернуть винт 14 механизма 13. Вентилятор снабжен салазками 12 и для подвешивания двумя рым-скобами 5. Воздушный сепаратор 4 отводит воздух, возвращающийся на всас при углах атаки, больших критического, к входу в направляющий аппарат.

На индивидуальной характеристике вентилятора ВМЭ-6 (рис. 3.17,б) приведены зависимости давления установки p_y от подачи Q при различных углах положения закрылков направляющих аппаратов, а также линии одинаковых к.п.д. η_y и кривые мощности N . Считается, что установка местного проветривания состоит из вентилятора и примыкающего к нагнетательному патрубку участка воздухопровода длиной, равной пяти его диаметрам.

Пневматические вентиляторы применяются на шахтах, где

запрещено использование электроэнергии. Достаточно подробное описание конструктивных особенностей и технические характеристики вентиляторов приведены в работе [25]. Пневматические вентиляторы (рис. 3.18,а) выполняются по схеме направляющий аппарат — рабочее колесо. Направляющий аппарат в них нерегулируемый. Рабочее колесо с семью лопатками сварное, из листовой стали. Выходные кромки лопаток приварены к ободу пневматической турбины. Вентилятор регулируется изменением трехходовым краном числа сопел, подающих воздух к турбине. Можно осуществить три режима: пониженный, нормальный и ускоренный. При этом сжатый воздух к лопаткам турбины подается соответственно через одно, два или одновременно три сопла. Для агрегата с пневматическим вентилятором определяется адиабатический к.п.д. $\eta_{ад} = \frac{Qp_v}{Lq} k$, где Q — подача вентилятора; p_v — полное давление вентилятора; k — коэффициент сжимаемости воздуха; L — работа адиабатного расширения 1 м³ сжатого воздуха; q — расход сжатого воздуха.

Шум вентиляторов местного проветривания снижается глушителями типа ГШ, разработанными Донгипроуглемашем и выпускаемыми Томским электромеханическим заводом для агрегатов с рабочими колесами диаметрами 400, 500, 600 и 800 мм. Для вентиляторов ВМП глушители шума устанавливаются только перед агрегатом. Последнее объясняется тем, что в пневмовентиляторах отработанный сжатый воздух поступает в нагнетательный трубопровод. Содержащиеся в нем влага и масло, проходя через глушитель, снижают эффективность его работы. Глушитель типа ГШ состоит из двух цилиндров — наружного из тонколистовой стали и внутреннего — из оцинкованных стальных листов. Пространство между цилиндрами заполнено звукопоглощающим материалом.

Вопросы для самопроверки

1. Какие требования предъявляются к размещению вентиляторов местного проветривания?
2. Что дает применение в вентиляторах местного проветривания рабочих колес с конической втулкой?
3. Назначение основных элементов вентилятора ВМЭ-6.

3.8. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

Проект главной шахтной вентиляторной установки включает выбор вентилятора, двигателя к нему, других аппаратов и оборудования, а также расчет всех строительных конструкций и сооружений.

Решение перечисленных задач в полном объеме выходит за пределы данного курса. Ограничимся рассмотрением методики выбора вентилятора и двигателя, способов регулирования, определения резерва подачи и расхода электроэнергии.

Для выбора вентилятора необходимо иметь данные о расходе воздуха и давлении для шахтной вентиляционной сети в конкретные периоды ее эксплуатации на срок службы вентилятора [18]. Сроки службы вентиляторов главного проветривания составляют 14 лет при диаметре рабочего колеса менее 3150 мм и 20 лет — для вентиляторов с диаметром 3 м и более. Расчет вентиляционных параметров расхода $Q_{ш}$ и депрессии $p_{ш}$ для шахтной сети выполняется в соответствии с ПБ, ПТЭ и [15, 17].

$$Q_{в} = 1,2 k_{у} Q_{ш}, \quad (3.2)$$

где 1,2 — коэффициент, учитывающий 20 %-ный запас подачи; $k_{у}$ — коэффициент учета утечек через надшахтные сооружения и вентиляционные каналы. Коэффициент $k_{у}$ принимается 1,25 при установке вентиляторов на скиповом стволе; 1,2 — на клетевом; 1,1 — на стволах и шурфах, не используемых для подъема, и 1,3 — на шурфах, используемых для подъема и спуска материалов.

Выбор вентиляторных установок проводят по сводному графику рабочих областей (рис. 3.19). На него наносят график зависимости подачи вентилятора Q от депрессии, определенный на период, равный сроку службы вентилятора. Принимается

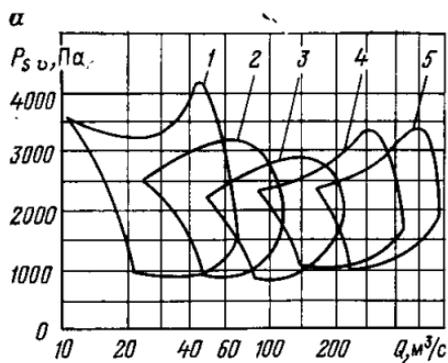
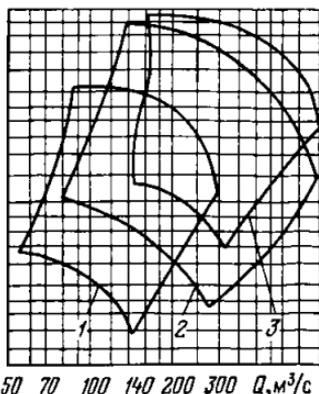
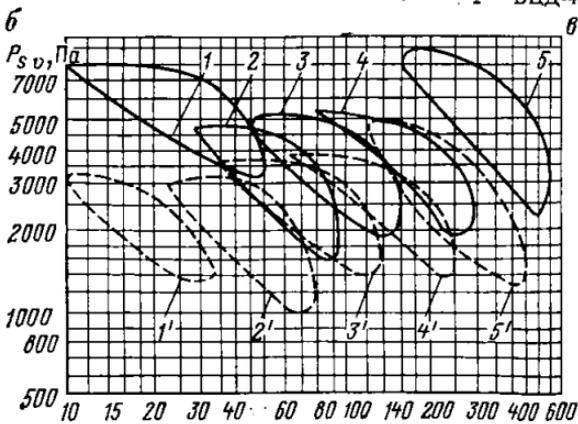


Рис. 3.19. Сводные графики областей промышленного использования шахтных вентиляторных установок главного проветривания:

a — осевых: 1 — ВОД-16П, 2 — ВОД-21М, 3 — ВОД-30М, 4 — ВОД-40М, 5 — ВОД-50; *б* — центробежных типов ВЦ и ВЦД, регулируемых поворотом лопаток направляющего аппарата: 1' — ВЦ-15/1000, 1' — ВЦ-15/500, 2' — ВЦ-25М/500, 2' — ВЦ-25М/600, 3' — ВЦ-31,5М/600, 3' — ВЦ-31,5М/500, 4' — ВЦД-31,5М/600, 4' — ВЦД-31,5М/500, 5' — ВЦД-47,5У/495, 5' — ВЦД-47,5У/375; *в* — центробежных типов ВЦД, регулируемых изменением частоты вращения с помощью вентиляльно-машинного насадка: 1 — ВЦД-31,5М/590-300, 2 — ВЦД-47,5У/495-250, 3 — ВЦД-47,5А/490-250



установка, область промышленного использования которой покрывает график $p_{sv} = f(Q)$ полностью. Если последнему условию удовлетворяет несколько вентиляторных установок, то принимается та, для которой приведенные затраты на сооружение и эксплуатацию будут меньшими.

При выборе способов регулирования вентиляторов необходимо учитывать, что конкретные установки рассчитаны на применение определенных способов.

Установки с центробежными вентиляторами, кроме ВЦД-47,5А, оборудованы для регулирования осевыми направляющими аппаратами. Их можно также регулировать однократной заменой двигателя другой частоты.

Рабочий режим вентиляторных установок ВЦД-31,5М и ВЦД-47,5У в зависимости от исполнения может регулироваться осевым направляющим аппаратом или изменением частоты вращения в пределах $(0,5 \div 1,0)n_{ном}$. Установка ВЦД-47,5А комплектуется только регулируемым приводом.

Все вентиляторные установки с осевыми машинами допускают регулирование изменением угла установки и снятием лопаток рабочего колеса. Лопатки снимаются через одну на второй ступени. Обе операции выполняют вручную при остановленном агрегате. Плавное регулирование установок ВОД-21М, ВОД-30М, ВОД-40М и ВОД-50 осуществляется одновременным поворотом лопаток направляющего аппарата.

При выборе приводного двигателя вентилятора руководствуются соображениями, изложенными в гл. 3.6. Максимальная мощность на валу вентилятора $N_{в max}$ при соответствующей частоте вращения принимается следующая:

Вентилятор . . .	ВЦ-25М	ВЦ-31,5М	ВЦД-31,5М	ВЦД-47,5У	ВЦД-47,5А
n , мин ⁻¹	750	600	600	495	490
$N_{в max}$, кВт . . .	360	630	1180	2900	4200

Продолжение

Вентилятор . . .	ВОД-11П	ВОД-16	ВОД-21М	ВОД-30М	ВОД-40М	ВОД-50
n , мин ⁻¹	1470	980	750	500	375	300
$N_{в max}$, кВт . . .	130	280	380	670	1200	2100

Вентиляторы мощностью до 200 кВт комплектуются асинхронными с короткозамкнутым ротором двигателями на напряжение 380 В, типы которых, номинальная мощность и частота вращения приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Вентилятор	Электродвигатель	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹
ВЦ-11М	АО2-82-4	55	1460
ВЩЦ-16	АО102-6	125	980
ВЦП-16	АО114-12-8-6-4	200; 120; 90; 60	1470; 975; 730; 490
ВОД-11П	АО101-4	125	1470
ВОД-16	АО103-6 (Два двигателя)	160	930

Остальные вентиляторы комплектуются в зависимости от конкретных условий асинхронными с фазным ротором или синхронными двигателями напряжением 6 кВ.

При выборе вентилятора в соответствии с выражением (3.2) был заложен резерв подачи 20 %. Но при эксплуатации установок важно знать, обладает ли и каким конкретно дополнительным резервом подачи установка в соответствующий период. При проектировании обычно ограничиваются определением резерва подачи в наиболее трудный для проветривания период, когда эквивалентное отверстие шахтной сети будет минимальным. Для определения этого резерва на аэродинамическую характеристику принятой вентиляторной установки наносится соответствующая характеристика сети (квадратическая парабола $p_{ш} = RQ^2$, проходящая через точку с координатами Q , $p_{ш \max}$, где $p_{ш \max}$ — давление, необходимое для перемещения по сети требуемого расхода Q при минимальном эквивалентном отверстии). Абсцисса точки пересечения характеристики сети с верхней границей области промышленного использования вентиляторной установки и является максимально возможной подачей Q_{\max} .

Резерв подачи равен

$$\Delta Q = \left(\frac{Q_{\max}}{Q} - 1 \right) 100\% \quad (3.3)$$

Среднегодовой расход энергии за период T лет эксплуатации установки

$$E = \frac{1}{T} \sum_{ti}^I \frac{Q_i p_{svi} K_i}{1000 \eta_{si} \eta_{di} \eta_c} t_i \quad (3.4)$$

где Q_i — подача вентилятора в i -м периоде эксплуатации; p_{svi} — статическое давление установки в i -м периоде; K_i — коэффициент сжимаемости воздуха; t_i — продолжительность работы установки в i -м периоде; η_{si} , η_{di} — к.п.д. статический соответственно установки и двигателя в i -м периоде; η_c — к.п.д. электрической сети (в зависимости от расстояния установки до подстанции и рабочего напряжения составляет 0,95—0,98).

Зависимость (3.4) справедлива для случая, когда подача и давление остаются неизменными в течение данного периода. Если режим работы меняется непрерывно, то плавную кривую разбивают на достаточно большое число элементарных временных отрезков и в зависимость (3.4) подставляют данные средней точки отрезка.

Проиллюстрируем изложенную выше методику примерным расчетом.

Пример. Пусть задано, что: в процессе эксплуатации потребный расход воздуха для шахты остается постоянным $Q_{ш} = 80$ м³/с; статическое давление сети меняется во времени по линейному закону от 2250 до 4000 Па; установка располагается около скипового ствола.

Необходимо: выбрать вентилятор, двигатель и способ регулирования установки; определить резерв подачи и среднегодовой расход электроэнергии.

1. Определение подачи вентилятора.

В соответствии с выражением (3.2)

$$Q_v = 1,2 \cdot 1,25 \cdot 80 = 120 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Выбор вентилятора.

График с граничными точками $Q_v = 120 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_{ш \text{ min}} = 2250 \text{ Па}$ и $Q_v = 120 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_{ш \text{ max}} = 4000 \text{ Па}$ полностью покрывается областью промышленного использования вентилятором ВЦ-31,5М при $n_{\text{ном}} = 600 \text{ мин}^{-1}$. Принимаем этот вентилятор.

3. Выбор двигателя.

В соответствии с изложенным в гл. 3.6 останавливаемся на синхронном двигателе. Необходимая номинальная мощность синхронного двигателя $N_{д, \text{ном}} \geq 1,2 N_{в \text{ max}}$. При $n_{\text{ном}} = 600 \text{ мин}^{-1}$, $N_{в \text{ max}} = 630 \text{ кВт}$ (см. стр. 131). Принимаем двигатель СДВ15-39-10 с $N_{д, \text{ном}} = 800 \text{ кВт}$, $n_{\text{ном}} = 600 \text{ мин}^{-1}$, $\eta_{д} = 0,943$.

4. Выбор способа регулирования.

Граничные точки вентиляционных режимов входят в область промышленного использования вентилятора при одной частоте вращения. Поэтому регулирование установки будем осуществлять осевым направляющим аппаратом. Наносим граничные точки Q_v , $p_{ш \text{ min}}$ и Q_v , $p_{ш \text{ max}}$ на область промышленного использования. Первой точке соответствует угол установки лопаток направляющего аппарата $\theta = 43^\circ$, второй — $\theta = 15^\circ$.

В настоящее время для автоматизации вентиляторных установок выпускается аппарат УКАВ-1. Она позволяет дистанционно с пульта управления регулировать подачу направляющим аппаратом.

5. Определение резерва подачи.

Строим характеристику сети при минимальном эквивалентном отверстии. Из зависимости $p_{ш \text{ max}} = R_{\text{max}} Q^2$ следует, что $R_{\text{max}} = 0,278 \text{ Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$. Таким образом, для характеристики сети при минимальном эквивалентном отверстии справедлива зависимость $p_{ш} = 0,278 Q^2$.

Подставляя в последнюю зависимость различные значения расхода, получаем соответствующие им депрессии. По полученным данным строим характеристику сети (кривая 1 на рис. 3.20,а). Эта характеристика пересекается с верхней границей области промышленного использования вентиляторной установки ВЦ-31,5 М при подаче $124 \text{ м}^3/\text{с}$.

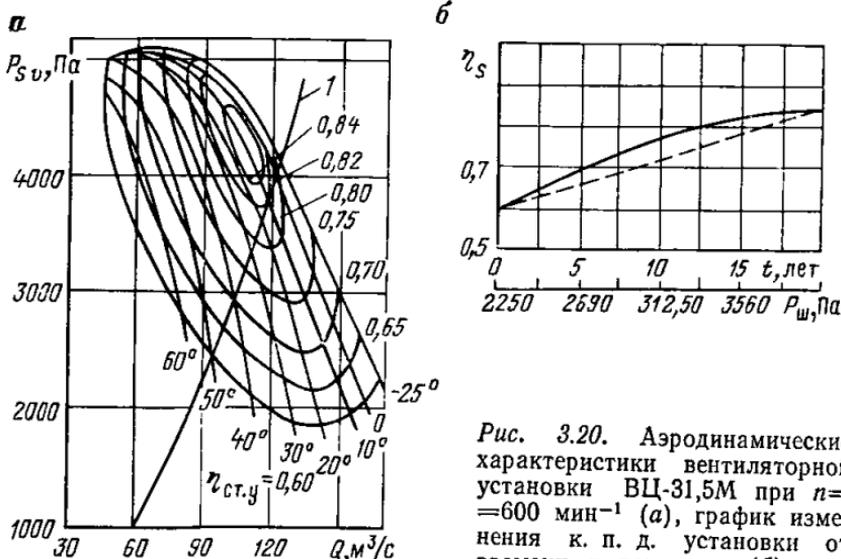


Рис. 3.20. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВЦ-31,5М при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ (а), график изменения к. п. д. установки от времени и депрессии (б)

Таким образом, дополнительный резерв подачи

$$\Delta Q = \left(\frac{124}{120} - 1 \right) 100\% = 3,3\%.$$

6. Определение среднегодового расхода электроэнергии.

Выше отмечалось, что депрессия шахты во времени изменяется по линейному закону. Исходя из этого, строим график изменения к. п. д. установки во времени (рис. 3.20,б). Разбиваем 20-летний период работы установки на восемь одинаковых отрезков продолжительностью каждый 21 915 ч. В центре каждого отрезка определяем значение к. п. д. Приняв $\eta_c = 0,98$, определим среднегодовой расход электроэнергии по формуле 3.4. Он равен 4 740 000 кВт·ч/год.

На практике часто, учитывая незначительное отклонение кривой $\eta_s = f(t)$ от линейного закона (пунктирная прямая на рис. 3.20,б) при постоянной подаче вентилятора и линейном во времени изменении депрессии, пользуются упрощенной формулой для определения среднегодового расхода электроэнергии.

$$E = \frac{N_{\min} + N_{\max}}{2\eta_c} 365 \cdot 24, \quad (3.5)$$

где N_{\min} , N_{\max} — соответственно минимальная и максимальная мощность, потребляемая двигателем из сети, кВт.

При расчете по формуле (3.5) получаем несколько завышенный результат.

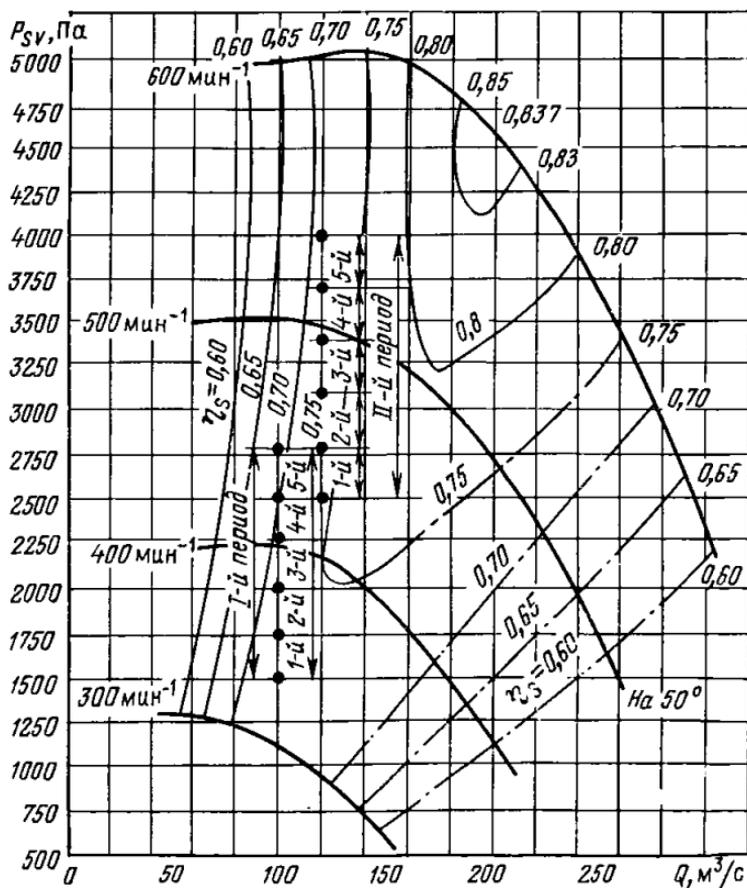


Рис. 3.21. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВЦД-31,5М при регулировании изменением частоты вращения с помощью АВМК

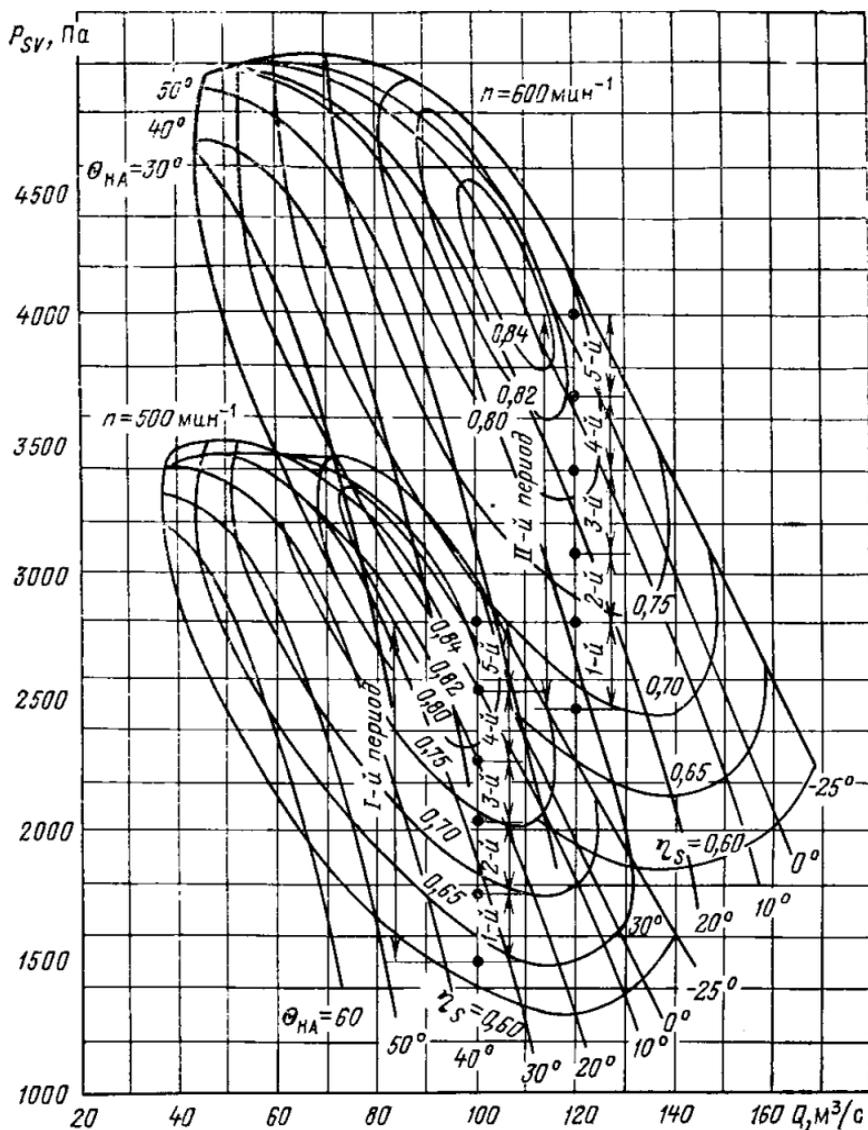


Рис. 3.22. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВЦ-31,5М при регулировании поворотом лопаток направляющего аппарата и заменой двигателя

Использование ЭВМ при проектировании шахтных вентиляторных установок главного проветривания позволяет с меньшими затратами труда и более точно определять оптимальные вентиляторы и способы регулирования. В основе лежит математическое описание зависимости давления и к.п.д. функций подачи при разных способах регулирования. Характеристики эти достаточно точно описываются функциями

$$p_{sv} = p + BQ - CQ^2 \text{ и } \eta_s = \alpha Q + \beta Q^2 + \gamma Q^3, \quad (3.6)$$

где p — начальное давление; $B, C, \alpha, \beta, \gamma$ — коэффициенты, определяемые математической обработкой экспериментальных кривых.

Для примера приняты характеристики вентилятора ВЦ-31,5М при регулировании углом поворота лопаток направляющего аппарата (рис. 3.21) и изменением частоты вращения (рис. 3.22).

Значения коэффициентов в уравнении (3.6) приведены в табл. 3.2.

Алгоритм расчета вентиляторных установок заключается в следующем. На основании расчетов вентиляции шахт определяют изменение давления и расхода воздуха за весь срок службы (прямые на рис. 3.21, на которых указаны значения давлений и расхода для периодов I и II (1—5 участки), которые должны лежать в пределах рабочих зон вентилятора). По уравнению (3.6) машиной рассчитывают необходимые углы установки лопаток θ или частоты вращения n при заданных давлениях и расходах: p_1, Q_1, p_2, Q_2 и т. д., а также к.п.д.

Таблица 3.2

θ	$p, \text{Па}$	$B, \text{Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$	$C, \text{Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$	$\alpha, \text{с}/\text{м}^3$	$\beta, \text{с}^2/\text{м}^6$	$\gamma, \text{с}^3/\text{м}^9$
Вентилятор ВЦ-31,5М ($n = 500 \text{ мин}^{-1}$)						
60°	1953,99	74,99	1,13	0,02	$-0,5 \cdot 10^{-4}$	$-0,16 \cdot 10^{-5}$
50°	2007,19	67,38	0,89	0,013	$0,13 \cdot 10^{-3}$	$-0,25 \cdot 10^{-5}$
40°	2014,34	65,94	0,768	0,0179	$-0,384 \cdot 10^{-4}$	$-0,8 \cdot 10^{-5}$
30°	2674,83	40,92	0,488	0,0189	$-0,75 \cdot 10^{-4}$	$-0,4 \cdot 10^{-6}$
20°	2546,11	39,06	0,413	0,02	$-0,112 \cdot 10^{-3}$	$-0,1 \cdot 10^{-6}$
10°	3131,9	21,17	0,266	0,02	$-0,123 \cdot 10^{-3}$	$-0,2 \cdot 10^{-7}$
0°	3230,2	18,67	0,239	0,0196	$-0,123 \cdot 10^{-3}$	$0,78 \cdot 10^{-7}$
-10°	3509,5	14,25	0,215	0,0204	$-0,145 \cdot 10^{-3}$	$0,206 \cdot 10^{-6}$
-20°	3438,4	14,27	0,196	0,0208	$-0,156 \cdot 10^{-3}$	$0,275 \cdot 10^{-6}$
Вентилятор ВЦ-31,5М ($n = 600 \text{ мин}^{-1}$)						
60°	2608,87	98,95	1,217	0,0222	$-0,189 \cdot 10^{-3}$	$0,52 \cdot 10^{-7}$
50°	2046,28	104,65	1,048	0,0167	$-0,325 \cdot 10^{-4}$	$-0,795 \cdot 10^{-7}$
40°	2638,75	84,61	0,794	0,0129	$0,25 \cdot 10^{-4}$	$-0,828 \cdot 10^{-6}$
30°	3378,31	56,81	0,518	0,0178	$-0,887 \cdot 10^{-4}$	$-0,89 \cdot 10^{-7}$
20°	3778,36	45,08	0,411	0,0157	$-0,601 \cdot 10^{-4}$	$-0,148 \cdot 10^{-6}$
10°	4287,08	31,11	0,299	0,0168	$-0,86 \cdot 10^{-4}$	$-0,18 \cdot 10^{-7}$
0°	4483,4	26,22	0,256	0,0167	$-0,901 \cdot 10^{-4}$	$-0,62 \cdot 10^{-7}$
-10°	4879,9	19,57	0,224	0,017	$-0,997 \cdot 10^{-4}$	$0,11 \cdot 10^{-6}$
-20°	5113,02	13,58	0,18	0,017	$-0,104 \cdot 10^{-3}$	$0,138 \cdot 10^{-6}$
$n, \text{мин}^{-1}$	$p, \text{Па}$	$B, \text{Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$	$C, \text{Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$	$\alpha, \text{с} \cdot \text{м}^{-3}$	$\beta, \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-6}$	$\gamma, \text{с}^3 \cdot \text{м}^{-9}$
Вентилятор ВЦД-31,5М						
300	1007,3	9,038	0,0754	0,0154	$-0,92 \cdot 10^{-4}$	$0,107 \cdot 10^{-6}$
400	1776,4	12,56	0,0783	0,0152	$-0,96 \cdot 10^{-4}$	$0,175 \cdot 10^{-6}$
500	2678,3	16,92	0,827	$0,94 \cdot 10^{-2}$	$-0,28 \cdot 10^{-4}$	$0,3 \cdot 10^{-3}$
600	3492,3	24,25	0,0931	$0,906 \cdot 10^{-2}$	$-0,27 \cdot 10^{-4}$	$0,11 \cdot 10^{-7}$

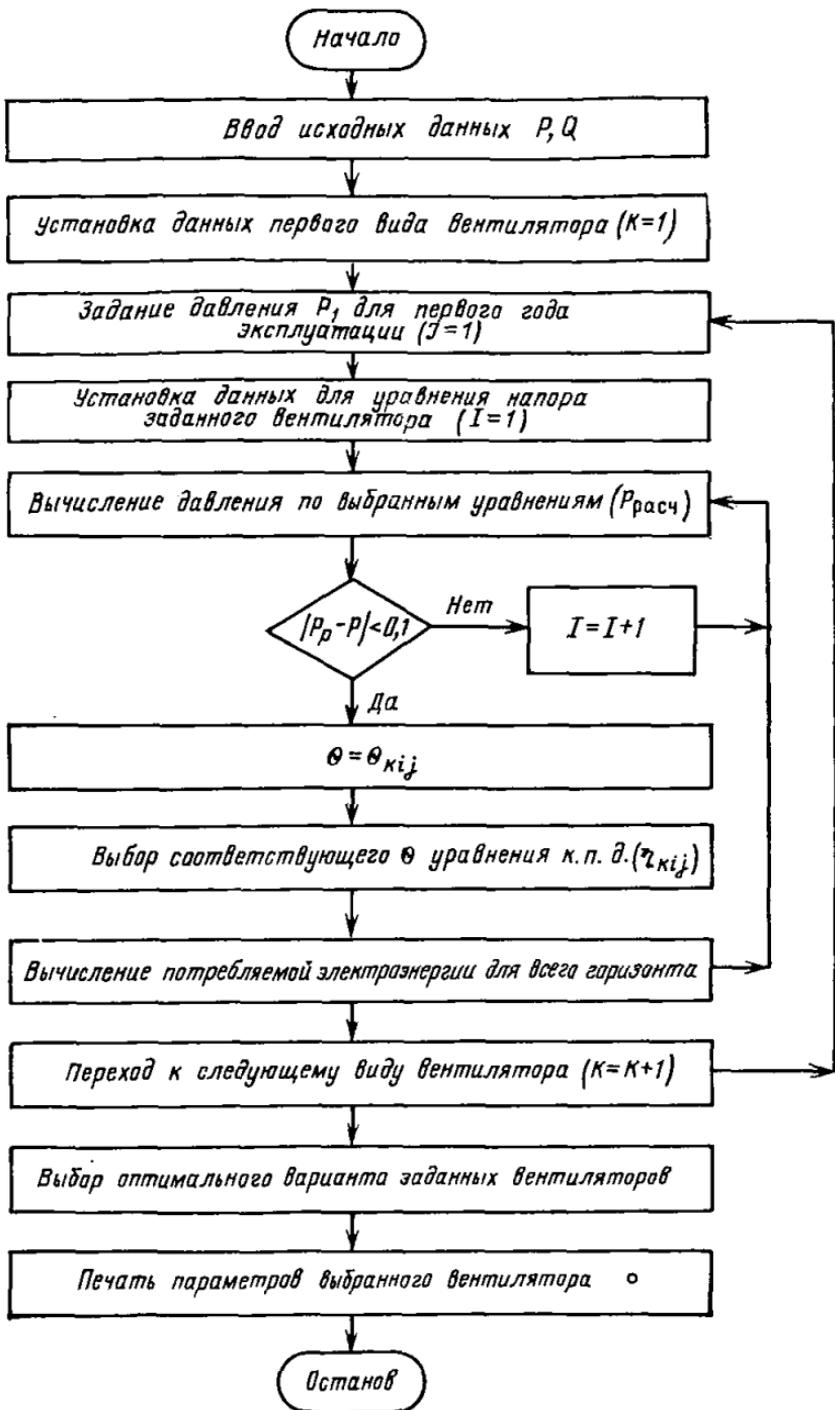


Рис. 3.23. Блок-схема выбора вентиляторной установки с помощью ЭВМ

Зная для каждого периода значения: давления, расхода и к.п.д., рассчитывают мощность $N_1 = \frac{p_1 Q_1}{\tau_1}$, $N_2 = \frac{p_2 Q_2}{\tau_2}$ и расход энергии весь срок эксплуатации вентилятора

$$E = \frac{24 \cdot 300}{1000} \sum_1^z \frac{p_1 Q_1}{\tau_1}, \quad (3.7)$$

где z — число периодов (лет).

Определяют приведенные затраты.

Блок-схема (рис. 3.23) реализует приведенный выше алгоритм. Перед составлением программы методом наименьших квадратов определяют коэффициенты уравнения напорных характеристик и коэффициенты к.п.д. (см. табл. 3.2). По расходу воздуха (Q) вычисляют расчетное давление ($p_{расч}$) и сравнивают с заданным. Если их значения с определенной точностью совпадают, то можно остановиться на этом уравнении, которому соответствует определенный угол Θ (или частота вращения n), по которому и выбирают уравнение к.п.д. В противном случае переходим к следующему уравнению напорной характеристики.

Затем вычисляется сумма потребления электроэнергии для всего горизонта и запоминается.

Аналогично ведется расчет и для других видов вентиляторов. Затем анализируются все полученные данные и выбирается оптимальный вариант по минимуму приведенных затрат.

Программа может быть составлена для любых видов ЭВМ.

Вопросы для самопроверки

1. Перечислите основные этапы методики выбора вентиляторной установки главного проветривания.

2. Как определяется резерв подачи вентиляторной установки?

3. Запишите формулу для определения расхода энергии вентиляторной установкой.

3.9. ЭКСПЛУАТАЦИЯ, ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ, ОСНОВНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ, РЕМОНТ И ИСПЫТАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Главные вентиляторные установки относятся к важнейшему шахтному энергомеханическому оборудованию. От надежности их работы зависит производительность труда, здоровье и безопасность шахтеров. Установки — один из основных потребителей электроэнергии на шахтах. Высокая надежность и экономичность их работы могут быть обеспечены только при правильном техническом обслуживании [19, 20].

В процессе эксплуатации вентиляторных установок выполняются операции пуска, остановки, регулирования, а также надзор за их работой. Плановые включения резервного вентилятора про-

изводятся с местного щита управления. В этом случае перед пуском выполняют осмотр вентилятора (проверяется крепление рабочих колес, лопаток, обтекателя, подшипниковых опор, состояние вспомогательного оборудования), устанавливают наличие смазки во всех узлах согласно карте смазки. При циркуляционной смазке производят до запуска вентилятора опробование системы включением ее в работу на 5—10 мин. После пуска вентилятора по контрольно-измерительным приборам определяют: подачу, статическое давление, температуру подшипников. Проверяют герметичность стыковых соединений; прослушивают стетоскопом, металлическим стержнем или трубкой работу каждого подвижного соединения; визуально или на ощупь определяют уровень вибраций. Устанавливают соответствие перечисленных выше параметров необходимым уровням.

Вопросы регулирования подачи вентиляторных установок подробно рассмотрены ранее. Отключение вентиляторов является предельно простой операцией.

Сущность технического обслуживания вентиляторных установок сводится к системе операций и работ по надзору и уходу в процессе эксплуатации. Последовательность и сроки проведения осмотров, ремонтов, ревизий, наладок и испытаний вентиляторных установок приведены в табл. 3.3.

При ежедневных и ежесуточных осмотрах проверяют: работу приводного двигателя, подшипниковых узлов (температура нагрева по приборам аппаратуры управления или непосредственно по ртутному термометру, уровень масла по маслоуказательному стеклу, отсутствие течи масла через уплотнения визуально, стук с помощью слуховой трубки диаметром 10—15 мм и длиной 300—400 мм); вибрации элементов вентилятора с помощью индикатора часового типа, установленного на кронштейне, или на ощупь (для центробежных вентиляторов в местах корпусов подшипников, для осевых — в местах переднего и заднего опорных блоков); отсутствие подсосов по разъему корпусов, кожухов, выходных коробок, в местах примыкания элементов вентилятора к бетонным каналам; по приборам определяют подачу, давление и потребляемую двигателем мощность (параметры сравнивают с предыдущими записями в журнале, а при резком различии выясняют причины отклонений); работу маслостанции (уровень масла в баках, давление в маслосистеме, наличие струи на сливе каждого подшипника, исправность манометров, состояние фильтра по перепаду давления на нем); работу привода направляющих аппаратов; отсутствие подсосов в местах прохода канатов ляд, подвесок ляд; отсутствие наледей.

При ежемесячных и ежеквартальных осмотрах, кроме указанного выше, проверяют крепление колеса на валу, состояние коренного и покрывного дисков, лопаток рабочего колеса и направляющих аппаратов, зазор лабиринтного уплотнения для центробежных вентиляторов. Крепление втулки на валу, состояние и крепление лопаток к втулке, их углы установки, зазоры

Таблица 3.3

Вид обслуживания	Периодичность	Продолжительность, ч	Когда проводится	Кем проводится
Сменный осмотр	Ежедневно	0,5	При приемке	Машинистом или электрослесарем для автоматизированных установок
Суточный осмотр	Ежесуточно	1,5	В дневную смену	Электрослесарем по ремонту
Ежемесячный осмотр	1 раз в месяц	До 24 (по 8 в сутки)	В период очередной остановки для перевода в резерв	Электрослесарем по ремонту или бригадой по осмотру и ремонту под руководством мастера или механика
Ежеквартальный Текущий ремонт	1 раз в квартал 1 раз в месяц По результатам осмотров	До 32 (по 8 в сутки) В пределах времени, выделенного на осмотр	То же	То же
Средний ремонт	Раз в 3—6 мес, в зависимости от технического состояния оборудования	В зависимости от объема ремонтных работ	Совмещается с осмотровым планом и оперативному графику	Электрослесарем по ремонту или бригадой по ремонту и осмотру оборудования ЦЭММ, рудоремонтный завод
Капитальный ремонт	Раз в 3—4 года, в зависимости от технического состояния оборудования	То же	То же	То же
Ревизия и наладка вентиляторной установки	Через каждые 12 мес	До 56 (для установки из двух вентиляторов)	Совмещается с квартальным осмотровым	Наладочная бригада ЦЭММ и бригада под руководством мастера и механика
Технические испытания и наладка	Через каждые 24 мес	До 80 (для установки из двух вентиляторов)	То же	Наладочная бригада специализированной организации и бригада по ремонту под руководством мастера или механика

между концами лопаток и внутренней поверхностью кожуха, состояние лопаток направляющих и спрямляющих аппаратов для осевых вентиляторов; затяжку болтов (фундаментных, по разьему корпуса, торцовых крышек подшипников); натяжение цепи привода направляющих аппаратов; состояние и наличие смазки зубчатой муфты.

По результатам суточных и ежемесячных осмотров проводятся текущие ремонты. При этом подтягиваются фундаментные болты, болты крепления рамы кожуха, торцовых крышек подшипников. Подтягиваются и стопорятся элементы крепления рабочих колес на валу. Рабочие колеса и их лопатки очищаются от пыли, ржавчины и грязи. Обращается внимание на состояние сварных швов. При обнаружении на лопатках трещин, не угрожающих их целостности, концы трещин засверливаются, а затем завариваются. При значительном коррозионном износе и опасных трещинах лопатки заменяются. Для осевых вентиляторов устраняется разность установки лопаток рабочих колес (отклонение не должно превышать $\pm 1^\circ$). Для центробежных вентиляторов замеряются зазоры между входными кольцами и лабиринтными кольцами рабочего колеса; для осевых — между концами лопаток и кожухом (минимальные зазоры 1—2 мм, а максимальные — в соответствии с паспортом вентилятора). Для направляющих аппаратов: регулируется натяжение приводной цепи, проводится очистка лопаток от пыли и грязи, устраняется рассогласование углов установки лопаток (разность не должна превышать 2°). Проверяется состояние зубчатой муфты и наличие смазки в ней. Проверяется исправность аппаратуры управления и сигнализации. После текущего ремонта перед сдачей вентилятор опробуется вхолостую и под нагрузкой.

При среднем ремонте, кроме работ, входящих в текущий, проводятся следующие. Ревизия и наладка подшипников качения. Снимаются торцовые крышки, подшипники тщательно промываются и осматриваются. Наличие трещин, раковин, коррозии на деталях подшипника не допускается. Замеряются и регулируются радиальные зазоры между роликами и наружной обоймой, проверяется качество насадки внутреннего кольца подшипника на шейку вала, состояние уплотнений в подшипниковых опорах, подтягиваются болты крепления опор. Допустимые зазоры в подшипниках приведены в работах [19, 20]. При больших зазорах возможно попадание масла между шейкой вала и внутренней обоймой подшипника. Температура при работе вентилятора может не повышаться. Шейка же будет изнашиваться, что потребует в последующем замены вала. Проворот внутренней обоймы относительно вала — самый распространенный отказ. Он, как правило, трудно восстанавливается.

Проверяется отсутствие проворота по совпадению меток несмываемой краски на валу и внутренней обойме.

При средних ремонтах проводятся ревизия и наладка муфт, центровка валов. Снимается защитный кожух и проверяется от-

существование течи смазки через уплотнения. Проводится маркировка взаимного расположения полумуфт и валов. Муфта рассоединяется, очищается от смазки и промывается. Проверяется состояние деталей муфты. Особое внимание обращается на состояние зубьев втулок, прокладок и уплотнений. Износ зубьев не должен превышать 30% от их толщины. Для пальцевых муфт особое внимание обращается на состояние пальцев, эластичных шайб. При значительном износе проводится их замена. Проверяются качество посадки втулок и затяжка шпонок. Наличие полного зацепления зубьев устанавливается при сдвинутых и раздвинутых валах. Проверяется соосность валов. Муфта заполняется смазкой. При консистентной смазке свободное пространство должно быть заполнено на $2/3$, а при жидких маслах — на $1/3$ объема.

Проводятся ревизия и наладка направляющих аппаратов. Разбирают для контроля несколько подшипниковых опор, а в случае их неудовлетворительного состояния разбирают все остальные. Заменяют отработанную смазку в шарнирах опор, в редукторах приводов.

По данным дефектной ведомости осмотров, ремонтируют или заменяют изношенные детали.

Капитальный ремонт проводят в соответствии с инструкцией заводов-изготовителей. Восстановление или замена деталей установки при этом должны обеспечить ресурс вентилятора, близкий к полному.

Для вентиляторов главного проветривания ГОСТ 11004—84 установлены следующие нормы по надежности. Нарботка на отказ сборочных единиц и деталей ротора, трансмиссионного вала, соединительных муфт, направляющих аппаратов рабочих колес диаметром до 2500 мм должна составлять не менее 15 000 ч, для колес свыше 2500 мм и до 3150 мм — не менее 19 000 ч, а для колес с диаметром более 3150 мм — не менее 23 000 ч. Ресурс до первого капитального ремонта должен составлять для колес до 3150 мм не менее 50 000 ч, для колес большего диаметра — не менее 80 000 ч.

Основные неисправности вентиляторов можно объединить в три группы: неисправности подшипниковых узлов и системы их смазки; снижение давления агрегата в сравнении с аэродинамической характеристикой; повышенные вибрации установки.

Первая группа неисправностей сопровождается одним или несколькими следующими проявлениями: повышением температуры подшипников, различного рода шумами (резкий по частоте стук, свистящий шум, периодический стук), течью смазки через уплотнения. Основными причинами перечисленных проявлений могут быть: избыток или недостаток смазки, несоответствие ее типа, загрязнение смазки; усталостный износ подшипников, разрушение сепараторов, пережатие наружной обоймы; несоответствие размеров отдельных роликов допустимым нормам, неудовлетворительное состояние уплотнительных устройств.

Снижение давления вентиляторной установки в сравнении с аэродинамической характеристикой может быть обусловлено расогласованием углов установки лопаток направляющих аппаратов и рабочих колес (последнее в осевых вентиляторах), увеличением зазора лабиринтного уплотнения, увеличением утечек через уплотнение ляд (дверей), наличием в проточной части вентилятора посторонних предметов (транспортных распорок, растяжек и т. д.).

Вибрации вентиляторной установки бывают аэродинамического, электромагнитного и механического характера.

Вибрации аэродинамического характера сопровождаются прерывистым шумом. Они возникают при малых (работа на «закрытую задвижку»), значительных отрицательных (поток закручен против направления вращения) углах, а также при большом расогласовании углов установки лопаток направляющих аппаратов. В осевых вентиляторах, кроме того, вибрации аэродинамического характера возникают при разных углах установки лопаток первой и второй ступеней и при неустойчивых режимах, обусловленных пересечением характеристики сети с восходящей ветвью аэродинамической характеристики установки. Устранение вибраций аэродинамического характера обеспечивается регулировкой направляющих аппаратов. Неустойчивые режимы ликвидируются увеличением подсосов или изменением углов установки лопаток рабочих колес.

Вибрации электромагнитного характера возникают при коротком замыкании фазного ротора асинхронного двигателя, неравномерном зазоре между статором и ротором, замыкании на корпус обмотки возбуждения синхронного двигателя и некоторых других неисправностях электроприводов. Эти вибрации исчезают при отключении двигателя и выбеге ротора.

Природа механических колебаний может быть весьма разнообразной: дисбаланс из-за неравномерного налипания пыли и штыба, образования льда на лопатках, попадания влаги в пустотелые полости лопаток; нарушение центровки ротора вентилятора и приводного двигателя; изгиб вала; ослабление затяжки фундаментных болтов и подшипниковых узлов; большие зазоры в соединительной муфте, в подшипниках и др. Все перечисленные причины могут быть устранены при квалифицированном техническом обслуживании установки. Вибрации, вызванные неуравновешенностью ротора, ликвидируются статической или динамической балансировкой последнего.

В процессе эксплуатации вентиляторных установок периодически проводятся их проверочные аэродинамические испытания с целью получить реальные индивидуальные характеристики. Отклонение статического давления при данной подаче от давления по заводской характеристике не должно превышать 5 %, а снижение коэффициента полезного действия — 2 %.

Наличие реверсивной ляды в главном вентиляционном канале установок с центробежными вентиляторами позволяет при

испытании отсоединять их от шахтной сети. Для сведения подсосов к минимуму необходимо тщательно регулировать уплотнения реверсивной ляды и ляды всасывающей будки. Испытываемый вентилятор при этом будет засасывать воздух через резервный. Изменение характеристики сети осуществляется направляющим аппаратом или устройством для сброса мощности резервной установки. Если невозможно для определения подачи и разрежения использовать приборы, которыми оборудована установка (датчики расположены в вентиляционном канале до реверсивной ляды, приборы не прошли своевременной проверки), то обычно используются специальные приспособления. Для определения статического давления в вентиляционный канал помещается крестовина из двух герметично уплотненных труб. В трубах просверлены отверстия, как в датчике с усредняющими насадками (см. гл. 3.6). Сечения отверстий касательны к вектору скорости в канале. От одной из трубок давление отбирается U -образным жидкостным прибором. Для определения подачи вентилятора измеряется статический перепад давлений микроманометром с использованием рассмотренных устройств в вентиляционном канале и во входном патрубке за направляющим аппаратом.

Если на период испытаний вентилятор отключить нельзя, то руководствуются следующим. Расход вентилятора 2 (режимы расположены правее нормального) обеспечивается подачей воздуха через резервный вентилятор 1 (рис. 3.24, сплошная линия). Расходы регулируются степенью открывания направляющего аппарата или переключаящей ляды резервного вентилятора. Режимы левее нормального получаются при параллельной работе обоих вентиляторов (рис. 3.24, пунктирная линия). Меняя приведенную к точке разветвления аэродинамическую характеристику резервного вентилятора, будем получать различные режимы испытываемой установки.

В соответствии с указанной в гл. 3.6 методикой измеряют подачу вентилятора, давление и мощность привода. Тогда к.п.д. вентиляторной установки $\eta_s = \frac{Qp_{sv}}{1000N_c\eta_d}$, где N_c — мощность, потребляемая двигателем из сети; η_d — к.п.д. двигателя.

Коэффициент полезного действия двигателя берется из каталогов как $\eta_d = f\left(\frac{N}{N_{\text{опт}}}\right)$, где $N_{\text{опт}}$ — мощность двигателя в оптимальном режиме.

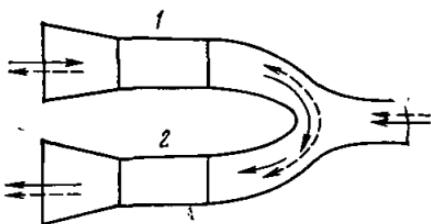


Рис. 3.24. Схема работы вентиляторов при испытании:

увеличение подачи за счет подсосов через резервный вентилятор (сплошные линии движения воздуха); уменьшение подачи при включении резервного вентилятора (пунктирные линии); 1 — резервный вентилятор; 2 — испытываемый вентилятор

Для вентиляторов с регулируемым приводом при определении к.п.д., учитываются потери в системе регулирования. Если при испытаниях заметно изменяется частота вращения ротора вентилятора (при использовании асинхронного привода, при значительных колебаниях напряжения), то аэродинамические характеристики приводятся к каталожной частоте вращения в соответствии с зависимостями (2.61), (2.62) и (2.63).

На шахтах эксплуатируется значительное число вентиляторов местного проветривания. Перед спуском в шахту вентиляторов типа ВМЭ проводится их тщательный внешний осмотр, проверяется вручную легкость вращения ротора, отсутствие вмятин на корпусе, возможность установки лопаток направляющего аппарата во всем диапазоне, наличие смазки в подшипниках, устанавливается правильность соединения обмоток двигателя (на напряжение 380 или 660 В), замеряется сопротивление изоляции обмотки статора по отношению к корпусу (оно не должно быть меньше 50 МОм).

После доставки вентилятора к месту установки он вновь тщательно осматривается. При осмотре пневматических вентиляторов перед спуском особое внимание обращается на состояние лопаток рабочего колеса и лопаток турбинного привода, проверяется также легкость вращения ротора.

Вопросы для самопроверки

1. Какие операции выполняются перед плановыми пусками вентиляторов главного проветривания?

2. Приведите перечень работ, выполняемых при средних ремонтах вентиляторных установок.

3. Перечислите причины снижения давления вентиляторной установки в сравнении с аэродинамической характеристикой.

4. ШАХТНЫЕ ВОДООТЛИВНЫЕ УСТАНОВКИ

4.1. ШАХТНЫЙ ВОДООТЛИВ, ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СХЕМЫ И КЛАССИФИКАЦИЯ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

Общие положения. Поступление воды в подземные горные выработки зависит от гидро-геологических условий, которые определяют как водоприток, так и состав шахтных вод. Данные о величине и изменчивости водопритока, необходимые для проектирования новых и реконструируемых шахт, а также усовершенствования действующих водоотливных установок, готовят и выдают гидрогеологи.

Основные положения по организации и технике шахтного водоотлива регламентируются правилами безопасности в угольных и сланцевых шахтах [15, 21].

Водоприток в шахты вследствие различных гидрогеологических и климатических условий колеблется в широких пределах. На шахтах Украины, например, наибольшие часовые притоки приходятся на второй квартал и максимальное превышение на глубине 1066 м составляет 1,18—1,22.

Относительная оценка водообильности шахт производится по коэффициенту водообильности — отношению годового водопритока в тоннах к годовой добыче; удельному водопритоку на 1000 м² выработок (коэффициент обводненности).

Коэффициент водообильности изменяется в больших пределах и составляет по шахтам: Минуглепрома Украины в среднем 4,78 и колеблется в пределах 1,58—9,92; Кузнецкого бассейна — 3,2, доходит до 20; Карагандинского — 0,38, колеблется в пределах 0—1,1; Кизеловского (Урал) — колеблется в пределах 8—36; Подмосковского — свыше 6.

Удельный водоприток на шахтах Кузнецкого бассейна, по данным «Кузбассуглеразведка», в погашенных выработках не превышает 0,22 м³/ч на 1000 м², а в действующих горных выработках достигает 2 м³/ч. Этим показателем удобно пользоваться для определения притоков на отдельных горизонтах и участках.

Водопритоки в горные выработки могут резко увеличиваться при наличии в пределах шахтного поля поверхностных или подземных водоемов (затопленные старые выработки, карстовые пустоты и др.). Поэтому при ведении горных работ в этих условиях должны разрабатываться специальные мероприятия по предупреждению прорыва воды в выработки, предусмотренные правилами безопасности и технической эксплуатации шахт (ПБ и ПТЭ).

Характеристика шахтных вод. Химический состав подземных вод весьма разнообразен, даже в пределах одного района, вследствие изменчивости геологических и гидро-геологических условий, климата и интенсивности водообмена.

Однако установлены некоторые закономерности для угольных месторождений: с глубиной увеличивается общая минерализация воды; большинство подземных вод имеют нейтральную или щелочную реакцию ($pH \simeq 6,8 \div 8,6$), щелочные являются агрессивными в отношении бетона; в ряде шахт формируются кислые воды ($pH < 7$), при этом воды содержат значительное число свободных ионов водорода и, как следствие, обладают агрессивными свойствами в отношении большинства металлов.

Если $pH < 3$, вода сильноокислая и требуется применение специальных мероприятий по защите от коррозии узлов водоотливных установок, применение насосов и других узлов из специальных кислотоупорных материалов (нержавеющей стали, сплавов меди и др.).

В Донецком бассейне кислотную реакцию имеет ограниченное число шахтных вод, что объясняется увеличением глубины разработки (в глубоких шахтах кислые воды не формируются).

Особенной кислотностью отличаются шахтные воды Кизеловского угольного бассейна, где на некоторых шахтах $pH = 0,8$.

Шахтные воды, как всякие природные, обладают свойством жесткости, обусловленной содержанием в них растворенных солей кальция и магния, вызывающих осаждение твердого осадка (накипи) на стенках теплообменных аппаратов (паровых котлов, водонагревателей и др.). От степени жесткости зависит также способность воды создавать мыльную пену.

В СССР принята единица жесткости, которая выражается в ммоль/кг или мг-экв/кг. Классификация воды по жесткости (в ммоль/кг или мг-экв/кг): мягкая — до 2, средней жесткости — 2—5, жесткая 5—10 и очень жесткая — больше 10.

Шахтные воды в основном жесткие или очень жесткие.

Протекая по канавкам, шахтная вода уносит уголь и породу, а также загрязняется биологически, поэтому, являясь гидросмесью воды и твердого, она имеет сложный химический состав. Плотность ее находится в пределах 1020—1030 кг/м³.

Вследствие высокой жесткости, наличия в ней твердого и биологического загрязнения шахтная вода без специальной обработки не может быть направлена в поверхностные водоемы и использована в качестве питьевой, для подавления пыли в забоях и технических целей (в бане, для охлаждения компрессоров, в водонагревателях, паровых котлах и др.).

Охрана водных ресурсов. Охрана водных ресурсов от вредного влияния шахтных вод должна предусматривать в основном следующие мероприятия: изучение режимов и источников обводнения на стадии детальной разведки и разработка на этой основе методов уменьшения притоков — при проектировании и эксплуатации шахт; использование вод невысокой минерализации после осветления в отстойниках для нужд народного хозяйства (на технические цели, орошение и др.); накопление и осветление в ограниченных объемах шахтных вод невысокой минерализации в прудах (отстойниках) с последующим сбросом в поверхностные водотоки; деми-

нерализация (опреснение) шахтных вод с переработкой или захоронением кубовых остатков; захоронение минерализованных шахтных вод в нижележащие водоносные горизонты, содержащие воду, близкую по химическому составу; контроль качества шахтных вод, используемых для производственных нужд, не реже 1 раза в десять дней, а сбрасываемых в водоемы 1 раз в 3 мес. [10].

Классификация водоотливных установок и их гидравлические схемы. Наиболее распространенными схемами водоотлива при одновременной разработке двух или нескольких горизонтов являются следующие: вода, поступающая из забоев и выработанного пространства, по периметру горных выработок собирается в водоотливные канавки 4 (рис. 4.1,а), по которым безнапорным потоком, через предварительный отстойник, направляется в водосборник. Из водосборников и нижних горизонтов 1 вода насосами 2 по трубопроводу 3 напорным потоком поднимается на верхний

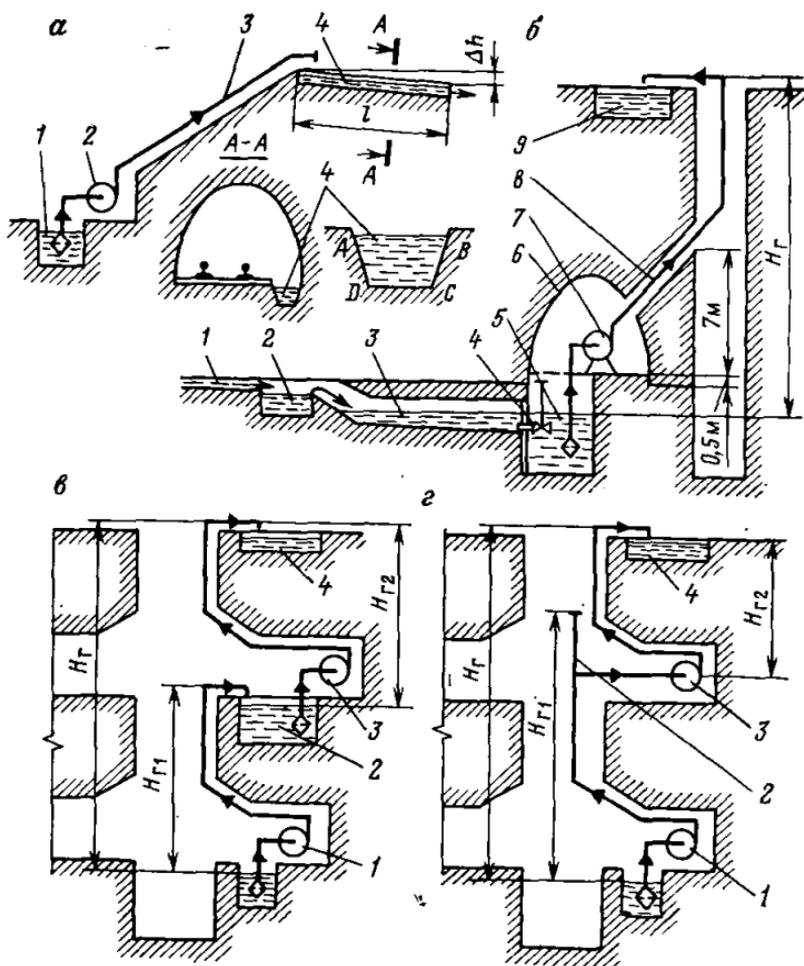


Рис. 4.1. Схемы шахтного водоотлива

горизонт, где располагается водоотливная установка, откачивающая воду на поверхность, и сливается в водоотливную канавку 4. Здесь вода по водоотливной канавке 1 (рис. 4.1,б) через предварительный отстойник 2 поступает в водосборник 3 и через задвижку 4 протекает в приемный колодец 5, откуда насосами 7, расположенными в камере 6, по трубопроводу 8 поднимается на поверхность и направляется в очистные сооружения 9 [15].

Из рассмотренного видно, что шахтная вода удаляется из горных выработок потоками: безнапорным — самотечным водоотливом — и напорным — по трубопроводам, насосными установками.

Самотечный водоотлив осуществляется по канавкам 4, проведенным по почве выработок (см. рис. 4.1,а), геометрический уклон которых равен необходимому гидравлическому [4].

Средняя скорость и расход воды определяется по формулам Шези

$$v = C \sqrt{iR} \quad \text{и} \quad Q = \omega C \sqrt{iR}, \quad (4.1)$$

где v — средняя скорость воды; Q — расход; ω — площадь живого сечения потока ($ABCD$, рис. 4.1,а); $i = \Delta h / l$ — геометрический уклон выработок — безразмерная величина, равная отношению разности отметок начала и конца Δh к длине выработки l ; $R = \omega / \chi$ — гидравлический радиус (м), равный отношению площади живого сечения $\omega = \text{пл } ABCDA$ к смоченному периметру $\chi = AB + BC + CD$, C — коэффициент в формуле Шези, при квадратичном законе сопротивления зависит от гидравлического радиуса и коэффициента шероховатости. Формулы и таблицы значений этого коэффициента приводятся в справочниках и книгах по гидравлике, для шахтных канавок можно принимать $C = 50$.

Уклон почвы выработок при электровозном транспорте обычно составляет 0,004, следовательно, [формула (4.1)] средняя скорость воды составит 0,9 м/с. Скорость, при которой вода транспортирует породу и уголь, равняется 2—3 м/с при уклонах 0,02—0,045. Малая скорость приводит к тому, что канавки заливаются и их приходится систематически очищать. Создание специальных машин по чистке канавок сложно, и разработанные опытные образцы не нашли широкого применения. Необходимо изменять гидравлическую схему самотечного транспорта — предусматривать участки с грунтовыми насосами, создающими необходимую разность отметок.

Из-за малых уклонов почвы (по ПТЭ уклон 0,001—0,002) (скорости 0,5—0,6 м/с) водосборники заполняются твердым и требуют систематической очистки.

Смыв твердого при опорожнении водосборника осуществляется в том случае, если уклон почвы не менее 0,01.

Вода на поверхность или на верхний горизонт поднимается по трубопроводам 3 (см. рис. 4.1,а) и 8 (см. рис. 4.1,б) с помощью насосных установок 2 (см. рис. 4.1,а) и 7 (см. рис. 4.1,б).

Напорный водоотлив осуществляется водоотливными установками, в состав которых входят насос, привод-электродвига-

тель, подводящий (всасывающий) и напорный (нагнетательный) трубопроводы с соответствующей арматурой.

Водоотливные установки в зависимости от назначения классифицируются: центральные — откачивающие воду на поверхность из подземных выработок ряда шахт, сбитых между собой; главные — откачивающие водоприток всей шахты; участковые — перекачивающие воду с нижележащих горизонтов на верхний, где расположена главная насосная установка (если глубина менее 100 м, то вода из пределов участка может откачиваться на поверхность); вспомогательные — откачка воды из зумпфов стволов, из раскопок и др.; передвижные — забойные, откачивающие воду из забоя проходки вертикальных или наклонных выработок.

Центральные, главные и участковые водоотливы оборудованы электронасосными агрегатами, в состав которых входят центробежные насосы, непосредственно соединенные с короткозамкнутыми асинхронными электродвигателями. В определенных условиях на основе технико-экономического обоснования могут быть применены эрлифты с подачей сжатого воздуха от установленных на поверхности компрессоров.

Вспомогательные водоотливы оборудуют центробежными или объемного действия насосами с электродвигателями, а в определенных условиях — гидроэлеваторами или эрлифтами.

Вода из проходческих забоев насухо откачивается самовсасывающими героторными (винтовыми) насосами и гидроэлеваторами.

Если геометрическая высота H_r превышает максимальный напор, создаваемый насосами, то прямая схема центральной или главной установки заменяется ступенчатой (рис. 4.1, в) — на верхнем горизонте имеется промежуточный водосборник 2, и агрегаты 1, 3, находящиеся на обоих горизонтах, работают вне зависимости друг от друга, и подают воду соответственно на высоту H_{r1} и H_{r2} ; последовательным включением насосов 1, 3 (рис. 4.1, з), находящихся на разных горизонтах и поднимающих воду на поверхность 4 (см. рис. 4.1, в, з). В этом случае для защиты нижних насосов от повышенного статического давления, соответствующего полной геометрической высоте, необходимо перед входом в верхний насос предусмотреть сбросную трубу 2 (см. рис. 4.1, з). Суммарная геометрическая высота первой ступени и превышения сбросной трубы 2 H_{r1} должна быть больше, чем максимальный напор, создаваемый нижним насосом 1.

Насосные агрегаты центрального, главного, участкового и вспомогательного водоотливов являются стационарными установками, так как они монтируются на фундаментах и эксплуатируются в течение всего срока существования шахты, участка и горизонта.

Вопросы для самопроверки

1. Как оценивается водообильность шахт и какова она в Донецком, Кузнецком и Кизеловском бассейнах?
2. Чем характеризуются шахтные воды?
3. Какие воды агрессивны к черным металлам?

4. Назовите мероприятия, предотвращающие прорыв воды в выработки из подземных водоёмов.

5. Условия, необходимые для самотечного водоотлива, и где он осуществляется в шахте.

6. Какие виды водоотлива на шахте? Какие применяются средства для откачки воды?

7. В каких случаях и какие применяются схемы ступенчатого водоотлива?

4.2. КАВИТАЦИЯ, ВЛИЯНИЕ ЕЕ НА ПОДАЧУ НАСОСА. ВАКУУММЕТРИЧЕСКАЯ ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ

Явление кавитации, причины возникновения и характеристика.
Насосные установки шахт любого принципа действия и конструкции характеризуются тем, что вода по подводящему трубопроводу 2 (рис. 4.2, а, б) поступает в насос 4 из открытого водосборника 1. На поверхности уровня воды действует атмосферное давление p_a . Поэтому в сечении 1—1 давление может быть меньшим или незначительно бóльшим атмосферного. В отводе насоса и в нагнетательном трубопроводе 3 давление, необходимое для подачи воды, во много раз больше атмосферного.

Вода, перемещающаяся по трубопроводам и проточной части насоса, может быть в различных качествах, зависящих от температуры и давления. Философская категория качество является характеристикой дискретного, целостного объекта, подчиняющегося как общим закономерностям, так и специфичным, присущим только данному предмету. Качество может иметь разные количественные характеристики. Границы интервала количественных характеристик, при которых качество еще остается неизменным, выражают меру единства качественной и количественной определенности предмета. Если нарушается мера, присущая данному объекту, он скачком переходит в новое качество.

Мерой для воды является давление, бóльшее упругости насыщенного пара при данной температуре. С достижением в потоке давления, равного упругости насыщенного пара, мера нарушается, что приводит к изменению качества. Вода скачкообразно из жидкого переходит в парообразное состояние. Нарушается сплошность потока, образуются полости (каверны), заполненные паром и газом. Наступает кавитация.

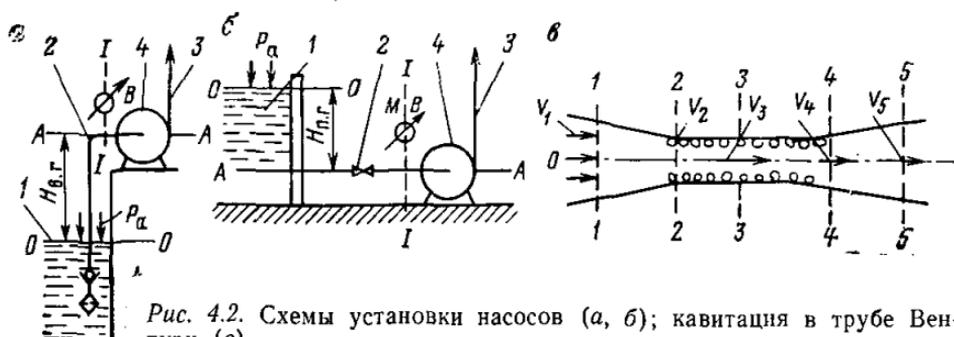


Рис. 4.2. Схемы установки насосов (а, б); кавитация в трубе Вентури (в)

Давление насыщенного пара является физической константой, зависящей от температуры и свойств жидкости. Для воды, откачиваемой из шахты, температура которой на входе насоса находится в пределах от 293 до 333 К (20—60 °С), с достаточной степенью точности можно написать зависимость

$$p_t = 5,3t^2, \quad (4.2)$$

где p_t — давление насыщенного пара, Па; t — температура воды, °С.

Из этой зависимости следует, что для шахтных условий критическое давление, при котором наступает в потоке кавитация, находится в пределах $(2,1—14,4) \cdot 10^3$ Па, что составляет 0,02—0,14 атмосферного.

Малые критические давления, которые на несколько порядков меньше значений давления в отводах насосов, дают основание сделать заключение, что происходящие изменения количественных характеристик (давления, скоростей, геометрических параметров) в нагнетательном трубопроводе находятся в интервале, при котором качество не изменяется. Вода остается в жидком состоянии и закономерности изменения параметров в подобных потоках одинаковы. В подводящем трубопроводе и подводе насоса шахтных установок давления могут быть значительно меньше атмосферного и достигать упругости насыщенного пара при имеющейся температуре воды. Нарушается мера и происходит изменение качества. Вода переходит в парообразное состояние, возникает кавитация.

Таким образом, явление кавитации в шахтных насосных установках любых принципов действий и конструкций в определенных условиях возникает в подводящем трубопроводе и на входе в рабочие органы насоса. Для выяснения причин возникновения кавитации в условиях шахтного водоотлива целесообразно представить зависимость критической температуры, при которой возникает кавитация, от давления в потоке

$$t_k = 0,43p^{0,5}, \quad (4.3)$$

где t_k — критическая температура, °С; p — давление в потоке, Па.

В сечении $I—I$ в подводящем трубопроводе перед входом в насос (см. рис. 4.2, а, б) давление, измеряемое вакуумметром B и мановакуумметром MB :

для схемы, представленной на рис. 4.2, а,

$$p_1 = p_a - \rho g (H_{в.г} + a_n Q^2);$$

для схемы, представленной на рис. 4.2, б, г,

$$p_1 = p_a + \rho g (H_{п.г} - a_n Q^2),$$

где p_1 , p_a — соответственно давление в сечении $I—I$ и атмосферное; $H_{в.г}$ — геометрическая высота всасывания; $H_{п.г}$ — геометрическая высота подпора; $a_n Q^2$ — потери напора в подводящем трубопроводе.

Рост геометрической высоты всасывания и потерь напора в подводящем трубопроводе в первой схеме приводит к уменьшению давления и критической температуры. Когда критическая температура станет равной температуре воды, а давление — упругости насыщенного пара, наступит кавитация. Такое же явление может быть и при расположении водосборника выше насоса, если потери напора в подводящем трубопроводе 2 больше геометрической высоты подпора $H_{п.г.}$. Кавитация может возникать в проточной части насоса, если в ней имеются переменные сечения (сужения).

Примером может служить труба Вентури (рис. 4.2,с). Принимая расположение трубы горизонтальным и, пренебрегая потерями между 1—1 и 5—5 сечениями, можно написать следующие равенства и неравенства:

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} = p_3 + \frac{\rho v_3^2}{2} = p_4 + \frac{\rho v_4^2}{2} = p_5 + \frac{\rho v_5^2}{2};$$

$$v_1 < v_2 < v_3 > v_4 > v_5.$$

Как следствие, будет следующее неравенство давления: $p_1 > p_2 > p_3$.

Если давление в сечениях 2—2 и 3—3 будет равно упругости насыщенного пара, то произойдет кавитация.

В последующих сечениях происходит повышение давления: $p_5 > p_4 > p_3$.

В сечении 4—4 давление становится большим, чем упругость насыщенного пара, нарушается мера, и вода переходит в новое качество — из парообразного в жидкое состояние. Пар конденсируется, а газы снова растворяются в жидкости. Паровые и газовые пузырьки в полости смыкаются почти мгновенно (за несколько миллисекунд), образуя пустоты, в которые с большой скоростью устремляется окружающая жидкость. Мгновенное торможение жидкости в центрах пузырьков или полости ведет к местному, значительному (до нескольких десятков МПа) росту давления. Происходит микровзрыв, сопровождающийся характерным шумом, иногда световыми явлениями, вызывая вибрацию проточной части. Этот процесс повторяется многократно и длительное время в определенных местах, что приводит к местному разрушению металла. Если на поверхности стенок имеются мелкие углубления (царапины, трещины, шероховатости и т. п.), то возникают микроудары высокой частоты (от 600 до 25 000 Гц) и ведут к выкрашиванию металла.

Основная особенность кавитационного режима потока заключается в том, что при наличии жидкости давление в потоке, равное упругости насыщенного пара, является наименьшим возможным и одинаковым по всему сечению. Это обстоятельство оказывает существенное негативное влияние на режим работы насоса.

Кавитация, которая возникает в подводящем трубопроводе в проточной части любых насосов и устройств, перекачивающих жидкость, оказывает отрицательное влияние на режим работы,

а также на долговечность и надежность их работы. Поэтому кавитационный режим недопустим.

Влияние подводящего (всасывающего) трубопровода на режим работы насоса. Вакуумметрическая высота всасывания. При эксплуатации и проектировании шахтных водоотливных установок основное внимание должно уделяться подводящему трубопроводу. Возможны две схемы подводящего трубопровода (см. рис. 4.2, а, б): при расположении насоса выше уровня воды в колодце — всасывающий трубопровод — и ниже уровня воды в водосборнике. В подводе насоса создаются вакуум, измеряемый вакуумметром «В» (сечение $I-I$), и разность напоров, под действием которой вода поступает по всасывающему трубопроводу 2 в насос 4.

Плоскость сравнения, относительно которой составляется уравнение Бернулли, для потока жидкости во всасывающем трубопроводе, проводим по оси насоса ($A-A$).

Высота расположения центра насоса над уровнем жидкости является геометрической высотой всасывания $H_{в.г}$ (см. рис. 4.2, а).

Полный напор во всасывающем патрубке насоса (сечение $I-I$)

$$H_1 = H_0 - H_{п0-I},$$

где H_1 — полный напор в сечении $I-I$, м; H_0 — полный напор в сечении $0-0$; $H_{п0-I}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе. Относительно плоскости сравнения $A-A$ $H_1 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$.

Принимая, что скорость в водосборнике равна 0, полный напор в сечении $0-0$ $H_0 = \frac{P_a}{\rho g} - H_{в.г}$.

Подставляя эти значения и делая элементарные преобразования, получаем

$$\frac{P_a - P_1}{\rho g} = H_{в.г} + H_{п0-I} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g},$$

где $H_{п0-I} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$ — сумма потерь напора во всасывающем трубопроводе и скоростного напора в сечении на входе в насос, является функцией подачи и сопротивления и может быть представлена в виде $H_{п0-I} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = a_b Q^2$,

где Q — подача насоса; a_b — сопротивление всасывающего трубопровода,

$$a_b = \frac{8}{\pi^2 g d_b^4} \left(\lambda \frac{l}{d_b} + \sum \zeta_m + \alpha_1 \right), \quad (4.4)$$

где d_b — внутренний диаметр всасывающего трубопровода; λ — коэффициент Дарси; l — длина прямолинейных участков всасывающего трубопровода; $\sum \zeta_m$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений (приемных решетки и клапана, колена и др.); α_1 —

коэффициент Кориолиса, может быть принят равным единице; g — ускорение свободного падения.

Разность напоров между сечениями определится уравнением

$$\frac{p_a - p_1}{\rho g} = H_{в.г} + a_b Q^2. \quad (4.5)$$

Используя это уравнение, можно определить расход жидкости во всасывающем трубопроводе

$$Q = \sqrt{\frac{p_a - p_1 - H_{в.г}}{\rho g a_b}}. \quad (4.6)$$

Атмосферное давление на разных отметках можно рассчитать, используя основное уравнение равновесия газов [4]

$$p_1' = p_a \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{gH}{R(T - T_0)}},$$

где T и T_0 — абсолютные температуры на глубине H и на поверхности земли; p_a и p_1' — атмосферные давления на поверхности земли и в шахте на глубине H ; R — газовая постоянная, для воздуха $R = 287,14$ Дж/(кг·К).

Температура на глубине H $T = T_0 + \alpha H$, где α — температурный градиент, который для сухих стволов может быть принят равным $0,01$ К/м.

Подставляя принятые значения для условий шахт и делая элементарные преобразования, получаем зависимость для определения атмосферного давления в шахте на глубине H

$$p_a' = p_a \left(1 + \frac{0,01H}{T_0} \right)^{3,4}. \quad (4.7)$$

Из зависимости (4.5) следует, что жидкость перемещается по подводящему трубопроводу под действием разности статических напоров между нулевым и сечением $I-I$ (см. рис. 4.2,а), измеряемой вакуумметром B . Эта разность называется вакуумметрической высотой всасывания

$$H_{вк.в} = \frac{p_a - p_1}{\rho g} \quad \text{или} \quad H_{вк.в} = H_{в.г} + a_b Q^2. \quad (4.8)$$

Наименьшее давление в сечении $I-I$ будет при наступлении кавитации и равно упругости насыщенного пара при имеющейся температуре воды. При наличии жидкости оно остается неизменным. Следовательно, максимально возможная вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{вк.в \max} = \frac{p_a - p_t}{\rho g}. \quad (4.9)$$

Значения p_a и p_t можно определить по формулам (4.7) и (4.2).

При росте геометрической высоты всасывания или сопротивления трубопровода давление на входе в насос может упасть до

значения упругости насыщенного пара, в результате чего наступит кавитация. Расход станет максимально возможным для данной системы подводящего трубопровода и определится его пропускной способностью

$$Q_{\max} = V \sqrt{\frac{P_a - P_t - H_{в.г}}{\rho g a_b}} \quad (4.10)$$

4.3. КАВИТАЦИЯ В ШАХТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ. ДОПУСТИМЫЕ ВАКУУММЕТРИЧЕСКИЕ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ВЫСОТЫ ВСАСЫВАНИЯ

Кавитация в подводящем трубопроводе, ее влияние на подачу и индивидуальную характеристику насоса. Наиболее распространенными в шахтном водоотливе являются центробежные насосы.

У этих насосов при постоянной частоте вращения есть определенная зависимость напора, мощности и к. п. д. от подачи, изображаемая графически в виде индивидуальных характеристик. Возникновение кавитации изменяет вид этих кривых, ограничивает возможную подачу насоса, усложняет его эксплуатацию и сокращает долговечность деталей проточной части машины.

Как было показано ранее, кавитация может возникнуть в потоке жидкости, движущемся по всасывающему трубопроводу, под воду и на входе в рабочее колесо.

Зависимость (4.10) показывает, что подача насоса не может превышать расход, определяемый пропускной способностью подводящего трубопровода при максимальной вакуумметрической высоте всасывания. Поэтому если в точке 3 (рис. 4.3,а) наступит кавитация, то при снижении напора H подача насоса не может увеличиться, правая часть характеристик (пунктирная кривая) нереальна. Вследствие увеличения высоты всасывания или загрязнения сетки в трубопроводе (точка 2) возникает кавитация, в результате которой расход воды и подача насоса достигают критического значения [формула (4.10)] и которая остается неизменной при снижении напора насоса. Характеристики изменяют направление, и подача насоса уменьшается, $Q_2 < Q_3$ (см. рис. 4.3,а).

Дальнейшее увеличение высоты всасывания или сопротивления подающего трубопровода обуславливает возникновение кавитации при меньшем расходе — точка 1.

При проектировании и монтаже насосных агрегатов геометрическую высоту всасывания и сопротивление трубопровода следует подбирать такими, чтобы обеспечить нормальную работу без кавитации. По мере эксплуатации происходит увеличение сопротивления всасывающего трубопровода вследствие засорения приемной решетки, уменьшения внутреннего диаметра трубопровода из-за загрязнения. Рост сопротивления приводит к тому, что кавитация в трубопроводе наступает при меньшем расходе и подача насоса уменьшается (режимы 1, 2 на рис. 4.3,а). Это происходит, даже

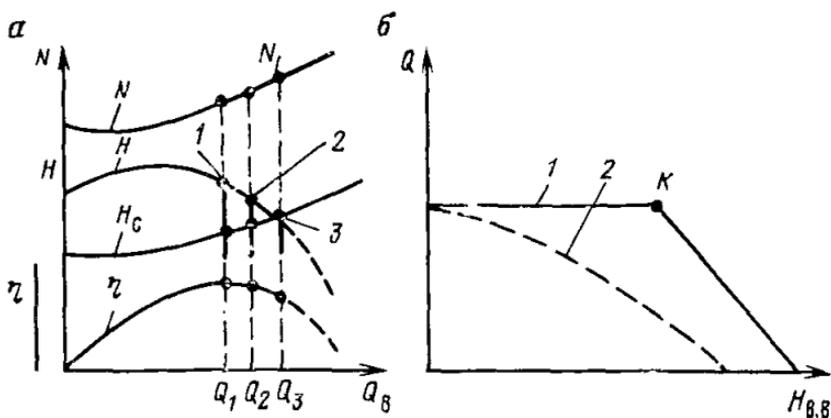


Рис. 4.3. График изменения режимов работы насоса при кавитации (а); зависимости подачи насоса от вакуумметрической высоты всасывания (б)

если рабочие колеса и проточная часть центробежного насоса имеют высокие кавитационные качества, позволяющие работать на больших подачах. Снижение подачи при неизменной высоте всасывания характеризуется следующими неравенствами между сопротивлением подводящего трубопровода и подачами насоса: $a_{в3} < a_{в2} < a_{в}$, а подачи $Q_3 > Q_2 > Q_1$ (см. рис. 4.3,а).

При эксплуатации шахтных водоотливных установок необходимо не допускать рост сопротивления всасывающего трубопровода, приводящий к снижению подачи при нормальном состоянии насосов.

Кавитация не только отрицательно сказывается на режиме работы насоса, но ее развитие приводит к интенсивной кавитационной коррозии рабочих колес и других элементов проточной части.

Из ранее сказанного следует, что если поддерживать полный напор насоса неизменным, а менять только вакуумметрическую высоту всасывания, то расход жидкости по трубопроводу (подача насоса) остается постоянным (кривая 1, рис. 4.3,б) до наступления явления кавитации (точка «К»), дальнейшее увеличение высоты всасывания или сопротивления всасывающего трубопровода приводит к уменьшению расхода.

В условиях шахтного водоотлива максимальная вакуумметрическая высота всасывания по отношению к полному напору составляет всего 0,8—3%, поэтому изменение ее до наступления кавитации не оказывает влияния на рабочий режим насоса.

Однако это справедливо в том случае, если сальниковое уплотнение в подводе насоса и уплотнения всего всасывающего трубопровода находятся в хорошем состоянии и воздух не подсасывается. Если происходит подсос воздуха, то кривая зависимости подачи от вакуумметрической высоты всасывания пойдет ниже (пунктирная кривая 2, рис. 4.3,б) и подача насоса будет уменьшаться с ростом вакуумметрической высоты всасывания.

Выполненный анализ показывает, что при эксплуатации насосных установок, до наступления явления кавитации и при удовлет-

ворительном уплотнении всасывающей системы, подача насоса не снижается при росте высоты всасывания.

Поэтому схема расположения насосной установки выше уровня воды в водосборнике (см. рис. 4.2,а) достаточно эффективна и получила наибольшее распространение. Опыт эксплуатации подтвердил целесообразность ее применения при соблюдении мероприятий, не допускающих появления кавитации и подсоса воздуха.

В определенных условиях может оказаться рациональной схема расположения насоса ниже уровня воды в водосборнике (см. рис. 4.2,б). Такая схема исключает необходимость заполнять насос водой перед пуском, что упрощает автоматическое управление.

Подводящий трубопровод 2 соединяет заполняемую водой емкость 1 с насосом 4. Используя метод, принятый ранее, можно написать

$$\frac{p_a - p_1}{\rho g} = a_n Q^2 - H_{п.г.},$$

где p_1 — давление в сечении 1—1; p_a — атмосферное давление; $p_a - p_1$ — при $p_a < p_1$ избыточное давление, измеряемое манометром M ; $H_{п.г.}$ — геометрический подпор (высота уровня жидкости над плоскостью сравнения А—А называется отрицательной высотой всасывания); $a_n Q^2$ — потеря напора в подводящей системе с учетом скоростного напора.

В определенных условиях $p_1 < p_a$ и разность давлений — вакуум $p_a - p_1$ — измеряется вакуумметром B . Поэтому для контроля давления необходимо устанавливать мано-вакуумметр 3 (см. рис. 4.2,б).

Напор в сечении 1—1 и расход по подводящему трубопроводу определяются по зависимостям

$$H_{п.г.} = a_n Q^2 - \frac{p_a - p_1}{\rho g}; \quad Q = \sqrt{\frac{H_{п.г.} + \frac{p_a - p_1}{\rho g}}{a_n}}, \quad (4.11)$$

где a_n — сопротивление подводящего трубопровода.

При определенных значениях высоты подпора и потерь напора, когда давление может достигнуть предельно малого значения, равного упругости насыщенного пара, возникает кавитация.

Максимально возможный расход по подводящему трубопроводу при определенном подпоре

$$Q_{\max} = \sqrt{\frac{H_{п.г.} + \frac{p_a - p_t}{\rho g}}{a_n}}. \quad (4.12)$$

Таким образом, при подпоре, так же как и при высоте всасывания, будет справедлива зависимость подачи от вакуумметрической высоты всасывания. Подача насоса в этих условиях не может превышать максимальный расход, определяемый пропускной способностью трубопровода, а следовательно, напорная характеристика в режиме кавитации изменяет направление (рис. 4.3,а).

Если подводящий трубопровод имеет высокую пропускную способность, обеспечивающую максимальный расход (подачу) без возникновения в нем кавитаций, то связь между высотой всасывания и рабочими режимами определяется кавитационными свойствами проточной части насоса.

Всасывающая способность насоса характеризует допустимую высоту всасывания или минимально необходимый подпор. Рабочее колесо 2 (рис. 4.4,а) вращается в воде и создает разность напоров, под действием которой жидкость поступает по всасывающему трубопроводу 1 и входит в рабочее колесо.

Вода из подводящего патрубка (сечение I—I) в лопаточный канал рабочего колеса (сечение II—II) движется под действием разности полных напоров

$$H_I - H_{II} = H_{\text{пот } I-II},$$

где $H_I = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}$ — полный напор в сечении подводящего пат-

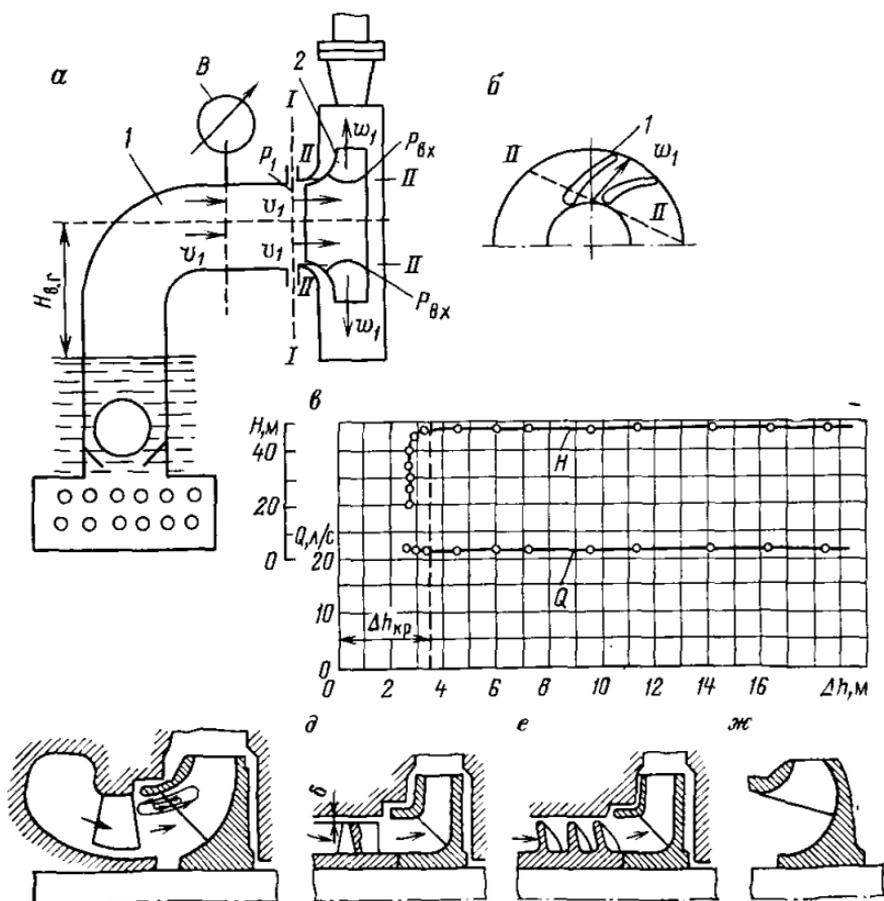


Рис. 4.4. Гидравлическая схема входа жидкости в рабочее колесо и кавитационная характеристика насоса

рубка насоса; $H_{II} = \frac{p_{вх}}{\rho g} + \frac{\omega_1^2}{2g}$ — полный напор в потоке при входе в лопаточный канал рабочего колеса (сечение II—II, рис. 4.4, а, б); $H_{пот I-II}$ — потери напора в потоке при входе в лопаточные каналы колеса.

Полный напор при входе в насос может быть выражен зависимостью

$$H_I = \frac{p_{вх}}{\rho g} + \left(\frac{\omega_1^2}{2g} + H_{пот I-II} \right),$$

из которой следует, что значение его превышает пьезометрический напор при входе на сумму скоростного напора, определяемую относительной скоростью входа жидкости в каналы рабочего колеса и потерь напора. $p_{вх}$, ω_1 — давление и средняя скорость на входе в межлопаточный канал.

Эта сумма при неизменном полном напоре в подводящем патрубке определяет давление на входе на лопатки рабочего колеса (рис. 4.4, б). Давление это должно быть не менее упругости насыщенного пара. Таким образом, второе слагаемое представляет запас удельной энергии в сечении I—I, который необходим для предотвращения кавитации. Поэтому его называют кавитационным запасом

$$\Delta h = \frac{\omega_1^2}{2g} + H_{пот I-II}. \quad (4.13)$$

Давление во входном патрубке при расположении насоса выше уровня воды меньше атмосферного и определяется вакуумметрической высотой всасывания [формула (4.8)]. Введя ее в уравнения напоров, получаем зависимость вакуумметрической высоты всасывания

$$H_{вк.в} = \frac{p_a - p_{вх}}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} - \Delta h. \quad (4.14)$$

С ростом вакуумметрической высоты всасывания уменьшаются кавитационный запас и давление на входе. Последнее при наибольшей возможной вакуумметрической высоте всасывания и минимальном кавитационном запасе становится равным упругости насыщенного пара, что приводит к возникновению кавитации. Минимальное значение кавитационного запаса является критическим, определяющим развитие кавитации. Соответствующая максимальная вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{вк.в.мах} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} - \Delta h_{кр}, \quad (4.15)$$

где $\Delta h_{кр}$ — критическое (минимальное) значение кавитационного запаса, при котором начинается кавитация; v_1 — средняя скорость в подводящем патрубке насоса.

Значение кавитационного запаса зависит от конструкции насоса, режима работы и частоты вращения, поэтому в соответствии с действующими стандартами проводятся заводские испытания, в результате которых получают кавитационные характеристики насоса (ГОСТ 6134—71).

Кривая напора H как функция кавитационного запаса (вакуумметрической высоты всасывания) при постоянной подаче Q и критическом значении круто поворачивает вниз (рис. 4.4, в). Соответственно, изменяется форма напорной характеристики насоса [5, 11].

Используя теорию подобия и результаты экспериментальных исследований, С. С. Руднев вывел для режимов безударного входа широко применяемую в практике зависимость, определяющую критический кавитационный запас [5, 11].

$$\Delta h_{кр} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{c} \right), \quad (4.16)$$

где n — частота вращения рабочего колеса; Q — подача насоса; c — кавитационный коэффициент быстроходности для шахтных насосов с удельной быстроходностью менее 100 мин^{-1} , в режимах максимальных к. п. д. равен $800—1000 \text{ мин}^{-1}$, для колес с расширенным входом и рациональной формой кромки лопастей, их кривизны, шероховатости поверхности может достигать 1200 мин^{-1} . Кривые, проведенные сплошными линиями (рис. 4.5, а), показывают зависимость критического значения кавитационного запаса при частоте вращения $n=1460 \text{ мин}^{-1}$, пунктирная — при $n=2960 \text{ мин}^{-1}$.

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания рабочего колеса

$$H_{\text{вк. доп}} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} + \frac{v_1}{2g} - k \Delta h_{кр}, \quad (4.17)$$

где $k=1,2—1,3$ (ГОСТ 6134—71) — коэффициент запаса.

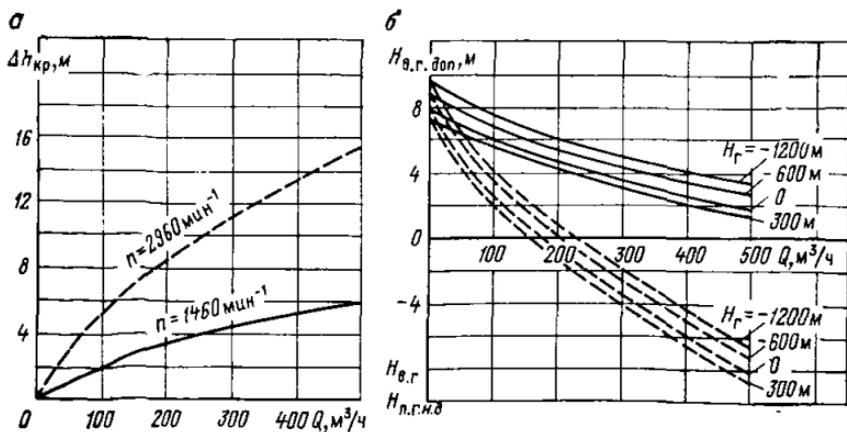


Рис. 4.5. Графики кавитационных запасов и допустимых геометрических высот всасывания и потерь в зависимости от глубины шахты

По данным заводских испытаний, строятся напорные характеристики насоса при постоянной частоте вращения, и, на основании кавитационных характеристик, на этом же графике приводится кривая допустимых вакуумметрических высот всасывания или допустимые значения кавитационного запаса $\Delta h_d = 1,2 \div 1,3 \cdot \Delta h_{кр}$.

Вакуумметрическая высота, необходимая для движения жидкости по подводящему трубопроводу, должна быть равна

$$H_{вк. доп} = H_{в.г} + \frac{v_1^2}{2g} + H_{п0-I},$$

где $H_{в.г}$ — геометрическая высота всасывания; v_1 — скорость воды в сечении трубопровода при входе в насос (см. сечение $I-I$, рис. 4.4,а); $H_{п0-I} = a_n Q^2$ — потери напора в подводящем трубопроводе.

Подставляя соответствующие значения, получаем

$$H_{в.г} = H_{вк. доп} - \frac{v_1^2}{2g} - a_n Q^2. \quad (4.18)$$

Используя зависимость для допустимой высоты всасывания насоса [формула (4.17)], получаем уравнение для возможной геометрической высоты всасывания

$$H_{в.г} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} - \Delta h_d - a_n Q^2. \quad (4.19)$$

Здесь критический кавитационный запас можно определить по формуле (4.16) или по кривым (см. рис. 4.5,а), зная подачу и частоту вращения рабочего колеса. При наступлении кавитации в колесе напорная характеристика насоса изменяет направление (см. рис. 4.3,а), подача остается неизменной при снижении напора.

Зная допустимую вакуумметрическую высоту всасывания, из напорных характеристик насоса, или определив критический кавитационный запас [формула (4.16) рис. 4.5,а] и принимая потери напора в подводящем трубопроводе равными 20% от геометрической высоты, можно определить ориентировочно допустимую геометрическую высоту всасывания

$$H_{в.г. доп} = 0,8 H_{вк. доп} \text{ или} \\ H_{в.г. доп} = 0,8 \left(\frac{p_a - p_t}{\rho g} - \Delta h_d \right). \quad (4.20)$$

Допустимые геометрические высоты всасывания для шахтных насосных установок, оборудованных центробежными насосами, при температуре воды 30°C и разных отметках расположения установок, могут быть определены по кривым (рис. 4.5,б).

Рассмотрение этих графиков показывает, что для шахтных насосов с частотой вращения 2960 мин⁻¹ и подачей 150—230 м³/ч на всех отметках допустимая геометрическая высота всасывания равна нулю. С увеличением подачи допустимая высота всасывания становится отрицательной.

Насосная установка при отрицательной высоте всасывания должна работать с подпором (см. рис. 4.2,б). Необходимая высота уровня жидкости над центром насоса должна быть не менее

$$H_{п.г.мин} = k\Delta h_{кр} + a_n Q^2 - \frac{P_a - P_t}{\rho g}.$$

В традиционных схемах шахтного водоотлива с горизонтальными водосборниками насосные установки должны располагаться на высоте не менее 4 м над нижним уровнем воды в колодце с учетом высоты выработок и расстояния от почвы до центра колеса насоса. Проведя прямую допустимой геометрической высоты всасывания, равной 4 м (см. рис. 4.5,б), устанавливаем, что без дополнительного подпора могут применяться, в зависимости от отметки места установки, насосы с частотой вращения 1460 мин⁻¹ с подачей от 250 до 450 м³/ч и с частотой 2960 мин⁻¹ и подачей до 100 м³/ч.

Если необходимо устанавливать насос над уровнем воды в колодце на высоте большей, чем допустимая высота всасывания, то необходим дополнительный напор

$$H_{п.г.н.д} = H_{вц} \pm H_{в.г.доп} + a_n Q^2, \quad (4.21)$$

где $H_{вц}$ — вертикальное расстояние от оси насоса до нижнего уровня воды в колодце в период откачки; $H_{в.г.доп}$ — допустимая геометрическая высота всасывания (формулы 4.17—4.19) — плюс, если она отрицательная, минус, если положительная; $a_n Q^2$ — потери напора в подводящем трубопроводе.

Снизить вероятность появления кавитации можно, выполнив следующие условия: вертикальное расстояние от оси насоса до нижнего уровня воды в водосборнике принимать не более допустимой геометрической высоты всасывания, которая определяется по зависимости (4.20) (допустимая вакуумметрическая высота всасывания или кавитационный запас устанавливается по заводской характеристике для выбранного насоса при подаче в рабочем режиме); применять схемы с подкачивающим насосом, если высота установки превышает допустимую геометрическую высоту всасывания (подпор определяется по формуле (4.21) или по кривым (рис. 4.5,б)); располагать насос ниже уровня воды в водосборнике (необходимая геометрическая высота уровня воды на ось насоса определяется по формуле (4.21), диаметр и схема подводящего (всасывающего) трубопровода подбираются из условия, что в нем не возникнет кавитация, расход меньше максимального, а вакуумметрическая высота всасывания не более допустимой. Диаметр подводящего (всасывающего) трубопровода

$$d_v = \sqrt[5]{\frac{8\lambda(l + \Sigma l_s)Q_{доп}^2}{\pi^2 g (H_{вк.доп} - H_{вц})}}, \quad (4.22)$$

где λ — коэффициент Дарси, выбирается в зависимости от режима движения и свойств внутренней поверхности трубопровода, для

шахтных установок $\lambda=0,02\div 0,03$; l —сумма длин прямых участков; Σl_3 —сумма эквивалентных длин местных сопротивлений,

$$\Sigma l_3 = (\zeta_{кп} + \zeta_p + n\zeta_k + \alpha_1) \frac{d_B}{\lambda}.$$

где $\zeta_{кп}$, ζ_p — коэффициенты сопротивления соответственно приемных клапана и решетки; n — число колен отводов; ζ_k — коэффициент сопротивления колена; $\alpha_1=1$ — коэффициент Кориолиса; $Q_{доп}$ — допустимый расход, подача насоса; g — ускорение свободного падения; $H_{вк,доп}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания, определяемая по заводской характеристике насоса для подачи в рабочем режиме или рассчитываемая по зависимости (4.20) и по кривой на рис. 4.5,б и 4.6,а; $H_{вд}$ — высота расположения оси насоса над нижним уровнем воды в водосборнике.

Диаметр трубопровода при наличии твердого должен быть не менее 2,5—3 диаметров наиболее крупного твердого, а скорость не менее 1 м/с.

Подача насоса в рабочем режиме должна отличаться от критической, при которой наступает кавитация: $Q_p \leq 0,9Q_k$, где Q_p — максимальная подача в рабочем режиме; Q_k — подача насоса — расход по подводящему трубопроводу, при котором наступает кавитация.

В период эксплуатации для повышения эффективности и надежности работы электронасосных агрегатов необходимо:

не допускать загрязнения всасывающего трубопровода, при котором вакуумметрическая высота превышает допустимую, определяемую по показанию вакуумметра B (см. рис. 4.2) $H_{вк,в} = B - h_{в}$, где B — показание вакуумметра, м; $h_{в}$ — разность отметок вакуумметра и оси насоса, м. Если отсутствует вакуумметр, то определить работу насоса на режиме кавитации можно по характерному шуму и неизменной подаче (при снижении напора насоса) путем открывания задвижки или сброса части воды из нагнетательного трубопровода и уменьшения при этом нагрузки на двигатель;

не допускать установки насоса с напором (в рабочем режиме), существенно меньшим оптимального, так как при этом подача может достигнуть критического значения, что приведет к кавитации. Если трудно подобрать насос требуемого напора, то следует приспособить имеющийся с более высоким давлением путем регулирования впуском воздуха или уменьшением диаметра колес (подрезкой);

обеспечить герметизацию всасывающей системы, не допуская подсоса воздуха, следить за наличием водяного кольца в сальниках — через сальник должна капать вода;

при ремонте всасывающего (подводящего) трубопровода оборудовать его трубами по схеме, выбранной строго по проекту или рассчитанной по зависимостям (4.18) и (4.22).

Кавитационные качества насосов зависят от их параметров и конструкции первого рабочего колеса. Основное направление в повышении всасывающей способности насоса — это применять пер-

вое колесо более широкое (см. рис. 4.4,ж) с меньшим значением критического кавитационного запаса или создавать конструкции, закручивающие основной поток непосредственно перед входом в лопаточный канал рабочего колеса (см. рис. 4.4,з, д, е).

Вопросы для самопроверки

1. Физические основы возникновения кавитации и по какому закону материалистической диалектики она возникает?
2. Как определяется вакуумметрическая высота всасывания?
3. Какое влияние оказывает подводный трубопровод на характеристику насоса?
4. Возможная максимальная подача насоса, определяемая сопротивлением подводной линии и геометрической высотой всасывания.
5. Какие мероприятия необходимо предпринимать на подводном трубопроводе для предотвращения возникновения кавитации?
6. При каких условиях необходимо применять схему водоотливных установок с подпором и какой необходим подпор?
7. Всасывающая способность рабочего колеса насоса и какие факторы влияют на нее?
8. Что такое кавитационный запас и кавитационная характеристика насоса?
9. Что такое допустимая высота всасывания и минимально необходимый подпор?
10. Какие существуют направления изменения конструкции рабочих колес с целью повышения допустимой высоты всасывания?

4.4. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ШАХТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Гидравлические схемы и тип рабочих колес насосов для шахтных стационарных водоотливных установок определяются необходимыми напорами, находящимися в пределах 100—1300 м, и подачами в пределах 50 до 800 м³/ч при частотах вращения 1500 и 3000 мин⁻¹, соответствующих синхронным частотам вращения электродвигателей.

Небольшие подачи и высокие напоры обуславливают применение центробежных насосов тихоходной и нормальной быстроходности, равной 60—120 мин⁻¹.

В среднем удельная быстроходность шахтных насосов, для которых безразмерный коэффициент напора равен 0,5, составляет 90. Напор, создаваемый в рабочих колесах этих насосов,

$$H_{к.н} = 0,5 \frac{u_2^3}{g},$$

где $H_{к.н}$ — напор, создаваемый в рабочем колесе при максимальном значении к. п. д.; u_2 — окружная скорость на выходном диаметре; g — ускорение свободного падения.

Исходя из прочности, долговечности и гидроабразивного износа не рекомендуется принимать окружную скорость более 50 м/с и, следовательно, максимальный напор, который может быть создан в рабочем колесе этого конструктивного типа, составляет около 130 м.

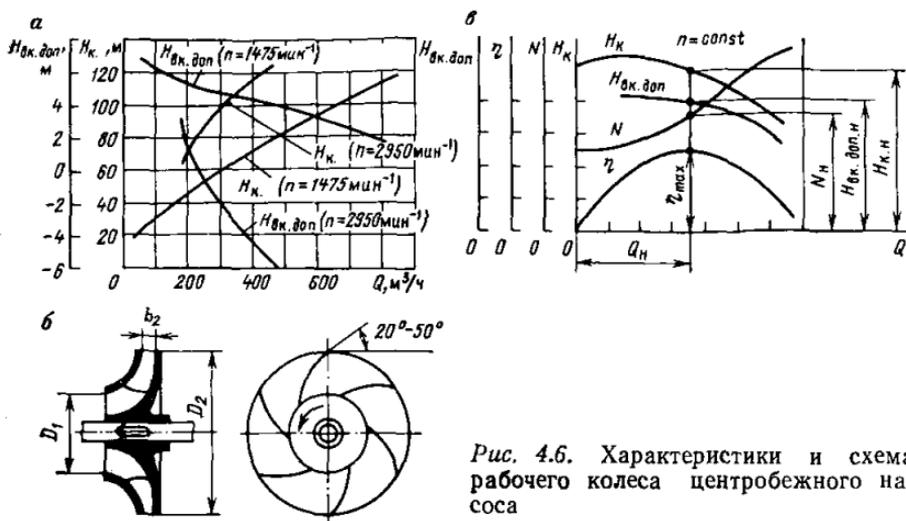


Рис. 4.6. Характеристики и схема рабочего колеса центробежного насоса

Для определенного типоразмера насоса при постоянной частоте вращения на испытательном стенде завода-изготовителя получают индивидуальные характеристики, представляющие кривые зависимости для одного рабочего колеса $H_{\text{к}}=f(Q)$, $H_{\text{вк. доп}}=f(Q)$ (рис. 4.6, а) и $N=f(Q)$ и $\eta=f(Q)$ или $\Delta h_{\text{д}}=f(Q)$, где $H_{\text{к}}$, $H_{\text{вк. доп}}$, N , η — напор, создаваемый в рабочем колесе, допустимая вакуумметрическая высота всасывания, мощность, к. п. д. соответственно.

Значения величин $N_{\text{н}}$, $H_{\text{вк. доп. н}}$, $H_{\text{к. н}}$ и нормальной подачи $Q_{\text{н}}$ при максимальном к. п. д. η_{max} будем считать нормальными (рис. 4.6, б).

С учетом анализа индивидуальных характеристик центробежных насосов ЦНС, широко применяемых в шахтном водоотливе, построены кривые (см. рис. 4.6, а) нормальных напоров одного колеса, допустимых вакуумметрических высот всасывания в зависимости от нормальных подач при частотах вращения 1475 и 2950 мин^{-1} . Данные, приведенные на графике, показывают, что необходимые для шахтного водоотлива напоры в требуемом диапазоне подач не могут быть получены в одном рабочем колесе. Поэтому для шахтных насосов применяется гидравлическая схема с последовательным включением рабочих колес.

Рабочие колеса монтируются на одном валу и гидравлически связаны через подводы и отводы, устанавливаемые между ними в корпусе, образуя ступень. Таким образом, шахтные насосы являются многоступенчатыми. У многоступенчатого насоса имеется общий подвод, в который поступает вода из подводящего трубопровода, и отвод, подключенный к нагнетательному трубопроводу, направляющий в него воду из насоса.

Подвод обеспечивает равномерное поле скоростей при входе в насос, выполняя роль конфузора; отвод направляет поток в по-

следующее колесо или в нагнетательный трубопровод, он является диффузором, в котором уменьшается скорость, но увеличивается давление. По конструкции они могут быть спиральными или лопаточными.

Рабочие колеса насосов выполняются с лопатками, загнутыми назад, угол поворота на выходе $20-50^\circ$ (обычно 30°), относительные параметры рабочих колес, применяемых в шахтных насосах (ЦНС), при $n_s=60-70 \text{ мин}^{-1}$ $b=b_2/D_2=0,03-0,04$, $B=D_1/D_2=0,35-0,42$ и при $n_s=90-100$ $b=b_2/D_2=0,06-0,071$; $D_1=D_1/D_2=0,49-0,52$. Здесь D_2 , D_1 — диаметры рабочих колес на выходе и входе; b_2 — ширина щели на выходе (рис. 4.6,б).

Осевая сила и способы ее уравновешивания. Рабочее колесо вращается в пространстве, заполненном жидкостью (рис. 4.7,а). Давление жидкости на внутренние стенки колеса одинаково на всех радиусах, но имеет противоположные направления и поэтому уравновешивается. Давление жидкости на наружную часть дисков колеса не одинаковое (рис. 4.7,б), вследствие чего возникает осевая сила F_0 , стремящаяся сдвинуть колесо в сторону входа.

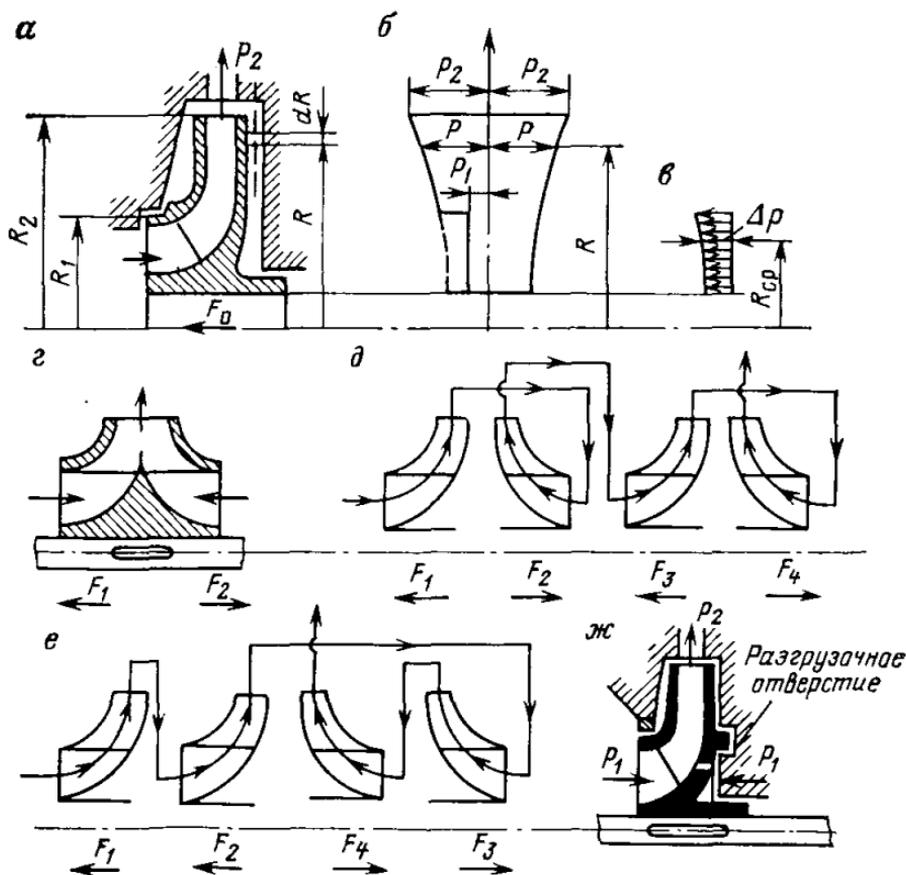


Рис. 4.7. Схема возникновения осевого усилия и схемы его уравновешивания

Жидкость в кольце между диском и корпусом увлекается во вращение, угловая скорость которого по данным исследований может быть принята равной половине частоты вращения рабочего колеса. Для определения закономерности изменения давления в кольце на произвольном радиусе выделим бесконечно малое приращение dR , в котором давление остается неизменным. Масса жидкости, находящаяся в кольце dR на радиусе R , вращается. При этом возникает центробежная сила, работа которой при перемещении на расстояние ΔR , отнесенная к единице объема, определит приращение давления по следующей зависимости:

$$dp = \frac{\rho 2\pi R dR \omega_1^2 R dR}{2\pi R dR} = \rho \omega_1^2 R dR.$$

Приняв частоту вращения жидкостного кольца, равной половине скорости рабочего колеса, и проинтегрировав, получим

$$p = \frac{\rho \omega^2 R^2}{8} + c.$$

Постоянная интегрирования определится из условия, что на наружном радиусе R_2 давление равно p_2 (рис. 4.7, а, б). Произведение угловой скорости на наружный диаметр — есть окружная скорость. Подставляя все это в значение интеграла, получаем уравнение, определяющее изменение давления в кольце в зависимости от радиуса $p = p_2 - 0,25 \frac{\rho u_2^2}{2} \left(1 - \frac{R^2}{R_2^2}\right)$, где $\frac{\rho u_2^2}{2}$ — гидродинамическое давление на наружном диаметре, определяемое окружной скоростью u_2 ; p_2, p — давление соответственно на выходном радиусе R_2 и на текущем R ; ρ — плотность жидкости; ω — угловая скорость рабочего колеса [6, 11, 14, 23].

По этой зависимости построена эпюра давления (рис. 4.7, б, в) на правый диск. Такая же эпюра давления будет на покрывной (левой) диск до входного отверстия, в котором можно с достаточной степенью точности принимать давление одинаковым по всему сечению кольца, между площадью входного отверстия и втулки, определяемое для среднего радиуса.

Разность давлений, действующих на рабочее колесо,

$$\Delta p = p_2 - p_1 - 0,25 \frac{\rho u_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{D_1 + D_{\text{врт}}}{2D_2}\right)^2\right],$$

где p_2, p_1 — давление соответственно на выходе и входе; ρ — плотность жидкости; u_2 — окружная скорость на выходном диаметре рабочего колеса; $D_2, D_1, D_{\text{врт}}$ — диаметр соответственно выходной, входной и втулки; $p_2 - p_1 = p_k$ разность давлений, созданная в колесе. Подставляем ее значение в уравнение

$$\Delta p = p_k - 0,25 \frac{\rho u_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{D_1 + D_2}{2D_2}\right)^2\right]. \quad (4.23)$$

Осевая сила, действующая на рабочее колесо в сторону входа (см. рис. 4.7, а), определится произведением разности давления

на площадь кольца между входным отверстием и втулкой:

$$F_o = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_{вт}^2) \left\{ p_k - 0,25 \frac{\rho u_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{D_1 + D_{вт}}{2D_2} \right)^2 \right] \right\}. \quad (4.24)$$

Осевая сила многоступенчатых насосов возрастает пропорционально числу ступеней:

$$F_{o,н} = z F_o. \quad (4.25)$$

Пример. Определить осевую силу в центробежном 10-ступенчатом насосе ЦНС, имеющем следующие параметры: диаметры рабочего колеса: на выходе $D_2=0,4$ м, на входе $D_1=0,16$ м, втулки $D_{вт}=0,1$ м; окружная скорость $u_2=40$ м/с; плотность воды $\rho=1020$ кг/м³; давление, созданное в колесе, $0,65$ МПа, число ступеней $z=10$. Подставляя значения величин в формулы (4.24) и (4.25), получаем

$$F_o = \frac{\pi}{4} (0,16^2 - 0,1^2) \left\{ 0,65 \cdot 10^6 - 0,25 \frac{1020 \cdot 40^2}{2} \left[1 - \left(\frac{0,16 + 0,1}{2 \cdot 0,4} \right)^2 \right] \right\} =$$

$$= 5780 \text{ Н}$$

и $F_{o,н} = 57800 \text{ Н}$.

Из примера видно, что осевая сила значительна и требуется разгрузка установки от вредного ее влияния. Достигается это следующими способами: применением колес с двусторонним всасыванием (рис. 4.7,з) или соответствующим их расположением (рис. 4.6,д, е), при котором осевые усилия $F_1—F_4$ взаимно уравновешиваются. Последнее применяется в основном в многоступенчатых насосах, корпус которых выполнен с разъемом в плоскости, параллельной оси; применением разгруженных рабочих колес, обеспечивающих равенство давлений на левый и правый диски, с помощью отверстий в диске и создания полости в правой части, отделенной уплотнением (рис. 4.7,ж); разгрузкой осевого усилия устройством, общим для всех колес (разгрузочный диск, поршень, упорные подшипники).

В конструкциях центробежных секционных насосов ЦНС, которые в основном применяются в шахтном водоотливе, предусмотрены разгрузочные диски.

Вода под действием давления, после всех рабочих колес (рис. 4.8,а), через зазор $б$ между втулкой вала и корпусом поступает в полость 5 между разгрузочным диском 4 , закрепленным на валу, и корпусом 1 и через щель 2 выходит в пространство, где давление равно атмосферному или меньше его, если оно соединено через отвод 3 со всасывающим патрубком. Давление в полости 5 действует на диск, и создается усилие в направлении, противоположном осевому,

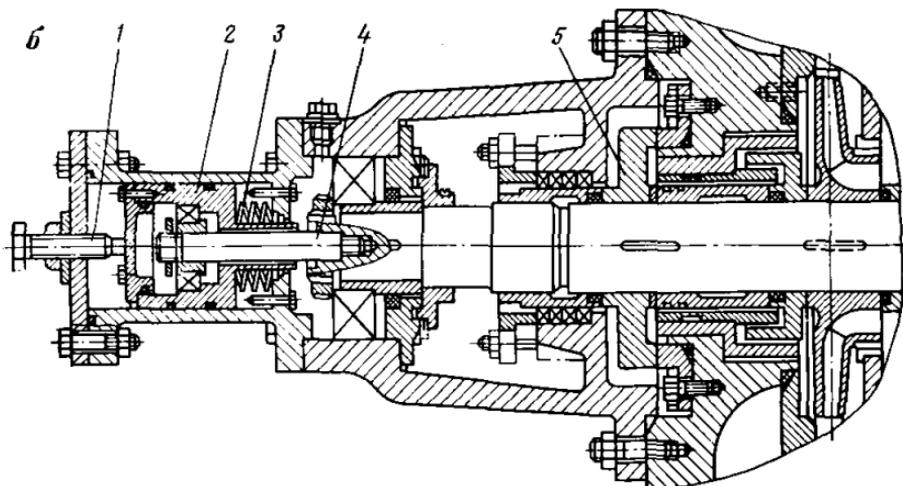
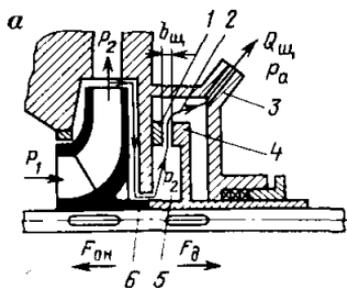
$$F_d = p_d \frac{\pi}{4} (D_d^2 - D_{вт}^2) = F_{он}.$$

Подставляя вместо осевой силы ее значение (формулы 4.24 и 4.25) и делая преобразование, получаем выражение для давления на диск

$$p_d = z \frac{D_1^2 - D_{вт}^2}{D_d^2 - D_{вт}^2} \left\{ p_k - 0,25 \frac{\rho u_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{D_{вт} + D_1}{2D_2} \right)^2 \right] \right\}. \quad (4.26)$$

Рис. 4.8. Конструктивные элементы насосов типа ПНС:

а — разгрузочный диск; б — разгрузочный диск и демпфирующее устройство насоса ЦНС 180—500 ... 1300



В этом выражении все величины, кроме давления, создаваемого в колесе, не зависят от режима работы насосов и для определенной установки являются постоянными, зависящими от конструкции и частоты вращения, поэтому давление на диск

$$p_d = A(p_k - B), \quad (4.27)$$

где $A = z \frac{D_1^2 - D_{вт}^2}{D_d^2 - D_{вт}^2}$;

$$B = 0,25 \frac{\rho u_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{D_{вт} - D_1}{\frac{1}{2} 2D_2} \right)^2 \right].$$

Расход воды через щель диска (формулы 4.26 и 4.27) определится из зависимости

$$Q_{щ} = \pi D_d b_{щ} \mu \sqrt{\frac{2A(p_k - B)}{\rho}}, \quad (4.28)$$

где $Q_{щ}$ — расход через щель; $\pi D_d b_{щ}$ — площадь живого сечения щели на выходе; D_d — диаметр диска; $b_{щ}$ — ширина щели; ρ — плотность жидкости.

Вводя понятие об удельном расходе воды из разгрузочного устройства (расход, отнесенный к единице ширины щели) и взяв отношения между удельными расходами, при режимах с давлени-

ем в колесе, отличным от нормального, к нормальному, получим соотношение

$$q_{\text{ш}} = q_{\text{шн}} \sqrt{\frac{p_{\text{к}} - B}{p_{\text{кн}} - B}}, \quad (4.29)$$

где $q_{\text{ш}}$, $q_{\text{шн}}$ — удельные расходы $Q_{\text{ш}}/b_{\text{ш}}$, $Q_{\text{шн}}/b_{\text{шн}}$ при режимах, отличных от нормального, и нормальном; $p_{\text{к}}$, $p_{\text{кн}}$ — давления, создаваемые в колесе в режимах, отличных от нормального, и при нормальном.

Полученное выражение (4.29) показывает, что расход через щель и ее ширина во время работы насоса изменяются в зависимости от давления, а следовательно, ротор совершает непрерывное движение в осевом направлении, обусловленное колебанием давления. Минимальная ширина щели, по данным заводов, допускается в пределах 0,001—0,0012 радиуса диска.

Меньший размер щели увеличивает трение между кольцами диска и корпуса, что приводит к интенсивному износу колец или к их поломке. Следовательно, нельзя допускать режимы с напорами примерно в 1,4 раза меньшими нормального (формула 4.29), так как при этом удельный расход через щель уменьшается в 2 раза и может достигать минимально допустимого значения. Из этих же соображений запуск насосов следует проводить при закрытой задвижке на линии нагнетания или при заполненном водой напорном трубопроводе, с тем чтобы давление было бы большим или равным нормальному.

Необходимый размер щели может быть обеспечен применением демпферного устройства (рис. 4.8, б), в котором тарельчатая пружина 3 ограничивает осевое перемещение разгрузочного диска 5, обеспечивая ширину щели между кольцами диска и корпуса в рациональных пределах. Достигается это тем, что вал 4, закрепленный резьбовым соединением с валом насоса, опирается на поршень 2, с помощью которого оказывает давление на пружину 3, определяемое осевым сдвигом регулировочного болта 1. Это устройство прошло опытную проверку, но в серийных насосах пока не применяется.

Контроль за состоянием разгрузочного устройства можно вести по расходу воды через него, который должен быть равным 2—6% от нормальной подачи насоса.

Конструкция многоступенчатых насосов, применяемых в шахтных водоотливных установках. Многоступенчатые насосы изготавливаются горизонтальными и вертикальными. Корпуса многоступенчатых центробежных насосов выполняются спиральными с разъемом в плоскости параллельной оси; секционными, в которых отдельные секции соединяются между собой и представляют корпус с разъемом в плоскостях, нормальных к оси вращения [2, 7, 11, 14].

Спиральные насосы. Горизонтальные многоступенчатые насосы с разъемом корпуса параллельно оси имеют отличительные особенности: подводы и отводы выполнены в виде спираль-

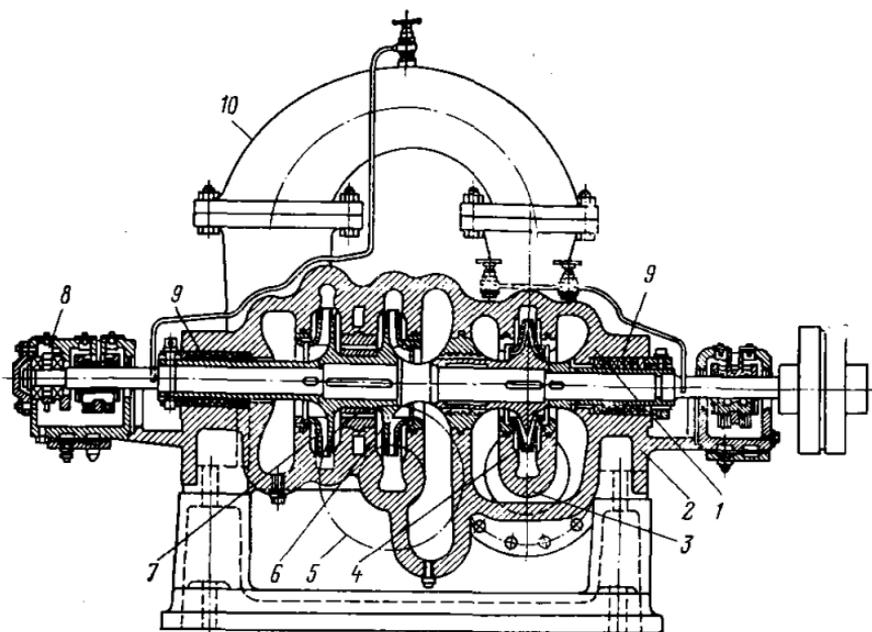


Рис. 4.9. Конструкция спирального насоса типа МД

ных камер и поэтому их называют спиральными; конструкция корпуса, общего для всех колес, позволяет применить схему расстановки колес, обеспечивающую уравновешивание осевой силы (см. рис. 4.7, г, д, е).

В шахтных водоотливных установках могут применяться насосы типа МД (многоступенчатые, двусторонние); 5МД-7×3, 5МД-7×5 и 8МД-6×5 (табл. 4.1). Здесь первая цифра — диаметр нагнетательного патрубка в миллиметрах, деленный на 25, первая цифра после букв — удельная быстроходность, деленная на 10, и последняя цифра — число ступеней. В некоторых конструкциях (рис. 4.9) первое колесо выполнено двусторонним для уменьшения вероятности возникновения кавитации. Частота вращения вала этих насосов 2950 мин⁻¹.

Корпус насоса состоит из двух частей — верхней 1, соединенной с нижней (стабиной) 2 болтами. Герметизация осуществляет-

Таблица 4.1

Насос	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Мощность, кВт	К. п. д.	Допустимая высота всасывания, м
5МД-7×3	144	234	140	0,68	5,5
5МД-7×5	144	409	236	0,68	5,6
8МД-6×3	200	450	400	0,63	4,0
8МД-6×3	243	675	708	0,63	3,5

ся прокладкой. Вода из подводящего (всасывающего) трубопровода поступает в спиральный подвод 3 и из него в первое рабочее колесо 4, откуда по переводной трубе 10 входит во второе колесо 7, из него спиральным каналом отвода второго и подвода третьего поступает в третье колесо 6, а из него в нагнетательный трубопровод 5. Осевое усилие уравнивается соответствующим расположением колес и применением колеса двустороннего всасывания (см. рис. 4.7, г, д и 4.9). Неуравновешенная часть осевой силы воспринимается упорным шарикоподшипником 8. Вал при проходе через корпус уплотняется сальниковой набивкой 9.

Эти насосы имеют существенные недостатки: большие массы и габариты, необходимость специальных корпусов для каждого числа рабочих колеса, трудность уплотнения плоскости разъема, особенно при высоких напорах, большое давление на сальники. Все это существенно усложняет применение этих насосов в условиях шахтного водоотлива.

Многоступенчатые горизонтальные секционные насосы типа ЦНС получили широкое применение в шахтных водоотливных установках и поэтому их часто называют шахтными насосами.

Секционные насосы отличаются от спиральных тем, что каждая секция является отдельной ступенью, число их зависит от необходимых напоров и колеблется от 2 до 10. Секции стягиваются шпильками 6 (рис. 4.10), обеспечивая уплотнение секции резиновым шнуром 13.

Габариты и масса этих насосов при одинаковых напорах и подачах значительно меньше спиральных. Сальниковые уплотнения вала при входе в подвод 7 и выходе из отвода 4 находятся под малым давлением, не превышающим 0,1 МПа. Недостаток конструктивной схемы — наличие разгрузочного устройства 3, снижающего эксплуатационную надежность.

По стандартам условное обозначение насосов ЦНС: центробежный, секционный, цифры после букв: первая — подача ($\text{м}^3/\text{ч}$)

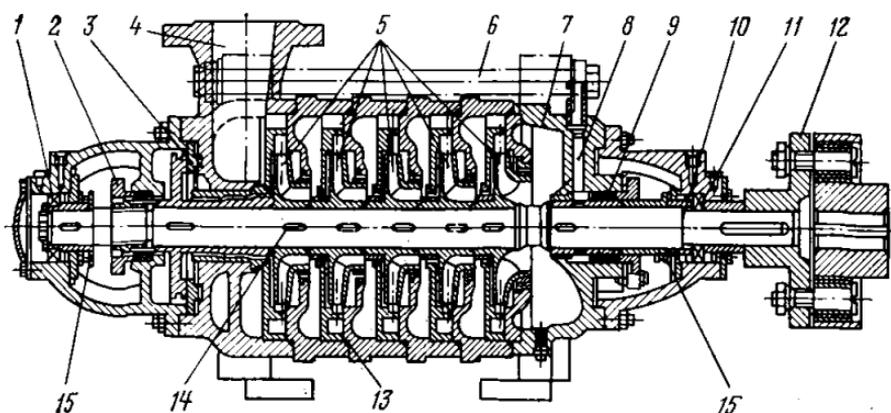


Рис. 4.10. Общий вид насоса ЦНС 180—500...900

при максимальном значении к. п. д.; через дефис напоры (м) наименьший и наибольший. Если насос предназначен для откачки кислотных вод, то добавляется буква К, в грязевых насосах — буква Г.

В номенклатурном перечне насосов на 1985—1988 гг. Ясногорского машзавода предусмотрен выпуск следующих насосов:

с частотой вращения (синхронной) 1500 мин⁻¹: ЦНС 60-50 ... 250, ЦНС 180-85 ... 425, ЦНС 300-120 ... 600, ЦНСК 300-120 ... 600, ЦНСГ 850-240 ... 960;

с частотой вращения (синхронной) 3000 мин⁻¹: ЦНС 38-44 ... 220, ЦНС 60-66 ... 330, ЦНС 105-98 ... 490, ЦНС 180-500 ... 900, ЦНС 300-650 ... 1040 (в комплекс насоса входит вертикальный подкачивающий электронасос ВПЗ 40-18), ЦНСК 60-66 ... 330.

Насосы ЦНСГ 850-240 ... 960 предназначены в основном для перекачивания оборотной технической воды на шахтах с гидравлической добычей угля. Вода должна быть нейтральной с содержанием примесей не более 40 г/л при размере твердого не более 10 мм, температурой от 1 до 40 °С. Материал основных деталей — сталь 35Л.

Насосы типа ЦНСК предназначены для откачки кислых шахтных вод с показателем $\text{pH} < 6,5$, температурой от 1 до 40 °С, с содержанием механических примесей не более 0,2% по массе, размером частиц менее 0,2 мм.

В насосах ЦНСК 300 основные детали выполнены из материалов: опорные кронштейны — из чугуна, уплотняющие кольца и вставки — из пресс-материала АГ-4В, остальное — из хромоникелевой стали.

В насосах ЦНСК 60 основные детали выполнены из материалов: опорные кронштейны — из чугуна, направляющие аппараты и его детали, втулки разгрузки и гидрозатвора — из прессматериала АГ-4В, остальные — из хромоникелевой стали.

В насосах ЦНС вал асинхронного электродвигателя с помощью муфты 12 (см. рис. 4.10) соединен с валом 10 ротора, на котором с помощью шпонок 14 закреплены рабочие колеса 5. Механическая энергия двигателя в рабочих колесах преобразуется в гидравлическую, создавая разность напоров, под действием которой вода по подводящему трубопроводу поступает в подвод 7 насоса, проходит через проточную часть, поступает в отвод 4.

Возникающая осевая сила, действующая параллельно оси и направленная от отвода к подводу, уравнивается разгрузочным диском 3.

Обычно в камере подвода 7 создается вакуум, необходимый для движения воды по подводящему (всасывающему) трубопроводу. Через зазор в сальнике 9 может поступать воздух, нарушающий нормальный режим работы насоса. Это отрицательное явление можно исключить созданием гидравлического затвора путем соединения кольца в сальнике 9 с отводом рабочего колеса. Давление в этом кольце больше атмосферного, что препятствует поступлению воздуха, вода смачивает сальник, повышая

срок его службы. При нормальном действии гидравлического затвора через сальник должна капать вода.

В новых насосах ЦНС 180 с частотой вращения 2950 мин^{-1} в гидравлический затвор подается по трубе 8 вода из камеры разгрузочного устройства. Для улучшения всасывающей способности первое рабочее колесо выполнено с большим входным сечением. Особенностью конструкции являются также отбойные кольца 15, препятствующие попаданию воды в подшипники. Эти насосы создают высокие напоры (свыше 100 м на одно колесо) и сравнительно низкий допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$, позволяющий иметь вакуумметрическую высоту всасывания в пределах 5—7 м (рис. 4.11,а).

Опорами ротора насосов ЦНС с частотой вращения 1500 м^{-1} , ЦНС 60 и ЦНС 180 с частотой вращения 3000 мин^{-1} служат радиальные сферические подшипники 1, 11 (см. рис. 4.10). Уменьшение или увеличение в период эксплуатации ширины щели между кольцами разгрузочного диска и корпуса обуславливает перемещение ротора в осевом направлении, автоматически приспособляя систему к изменению напоров. Переменный размер щели достигается тем, что в конструкции предусмотрена установка подшипников на скользящей посадке в кронштейнах, что позволяет валу с рабочими колесами и разгрузочным диском перемещаться в осевом направлении.

Особый интерес для водоотлива глубоких шахт представляют насосы ЦНС 300—650 ... 1040 (рис. 4.12). Гидравлическая схема и основные детали такие же, как у всех насосов типа ЦНС. Отличаются тем, что опорами ротора насоса являются два подшипника скольжения 1, 11, смазка которых осуществляется свободно висящими кольцами, погруженными в масляную ванну 16, охлаждаемую водой, поступающей из разгрузочного устройства. Защита подшипников от попадания воды осуществляется отбойными кольцами 15.

Насос имеет отрицательную высоту всасывания, так как допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$ (см. рис. 4.11,б) больше максимально возможной вакуумметрической высоты всасывания. Поэтому в подводе насоса давление обычно больше атмосферного и оно создается подкачивающими средствами (расположение насоса ниже уровня воды в водосборнике, применение вертикальных подкачивающих погружных электронасосов или гидроэлеваторов). Максимальное допустимое давление не должно превышать 0,3 МПа.

Внутреннее уплотнение насосов — щелевое, образованное поясками рабочего колеса и уплотняющими кольцами. В месте выхода вала из корпуса предусмотрены уплотнения: механические — сальник 9 (см. рис. 4.12) с многослойной набивкой и гидравлический затвор 7 со стороны подвода; механическое — сальник 2 со стороны отвода с многослойной набивкой, находящийся под малым давлением, определяемым в плоскости поступления воды из щели разгрузочного диска.

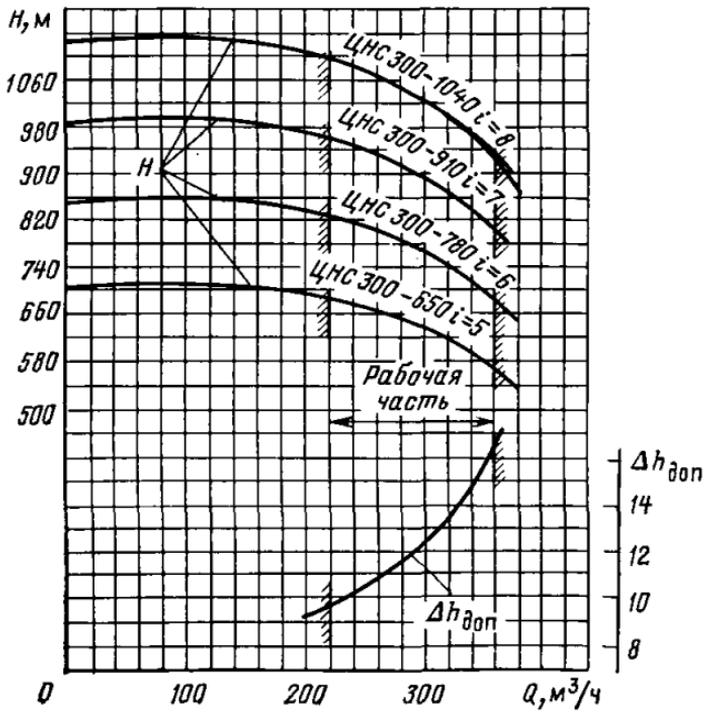
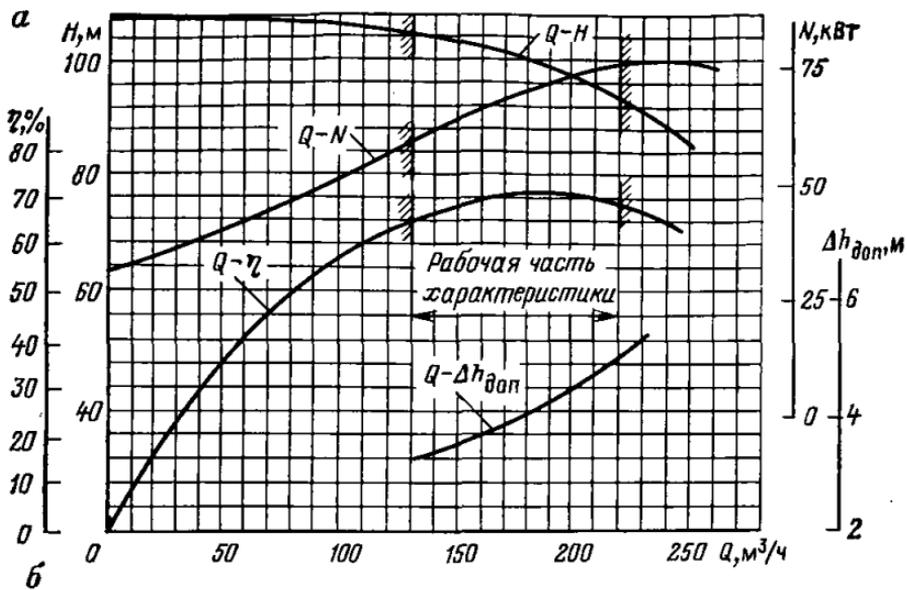


Рис. 4.11. Характеристики насоса:
 а — ЦНС 180 — одного колеса; б — ЦНС 300

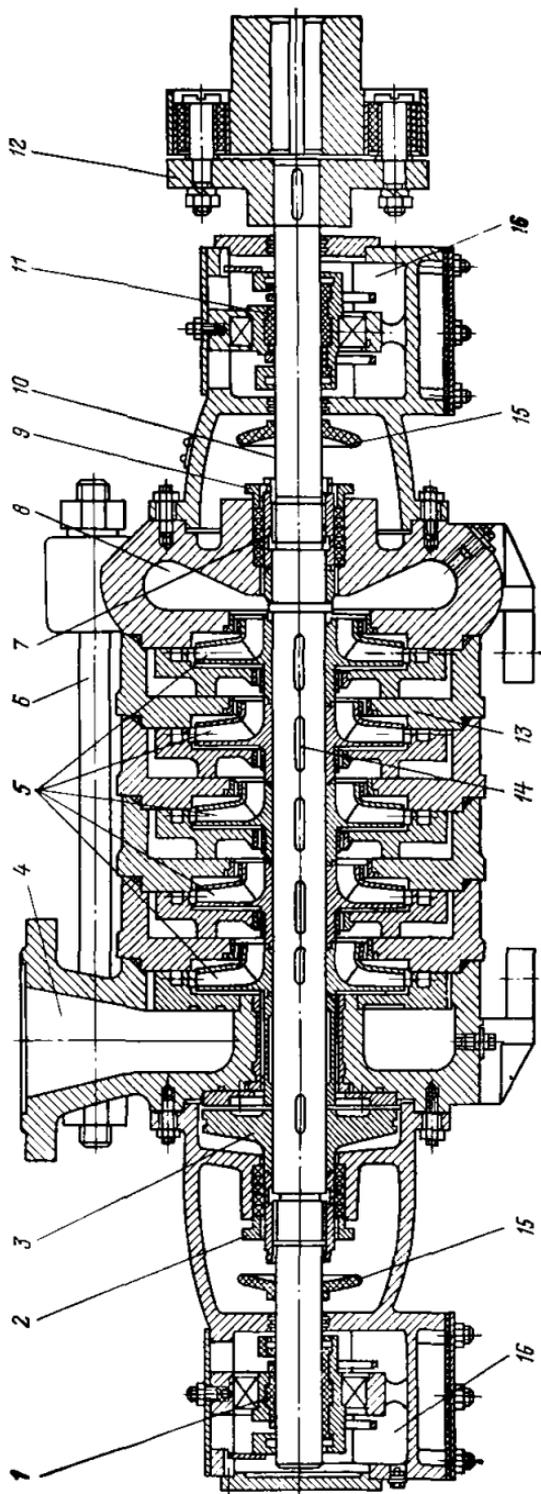


Рис. 4.12. Общий вид насоса ЦНС 300—650...1040

1, 11 — подшипники; 2, 9 — гнудбукасы сальниковых уплотнений; 3 — разгрузочный диск; 4 — нагнетательный патрубок; 5 — рабочее колесо; 6 — шильда; 7 — гидравлический затвор; 8 — подвод; 10 — вал; 12 — муфта; 13 — секция; 14 — шпонка; 15 — отбойный диск; 16 — масляная ванна.

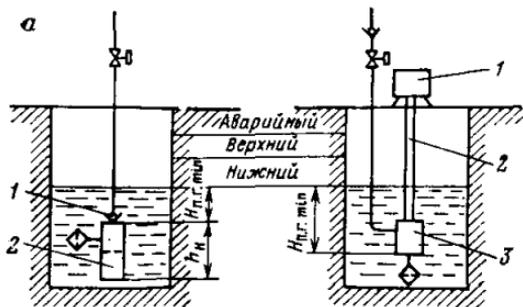


Рис. 4.13. Гидравлические схемы погружных насосов:

а — ЭЦВ; б — АТН

Насосы ЦНС комплектуются асинхронными короткозамкнутыми электродвигателями как в нормальном, так и во взрывобезопасном исполнении на следующие напряжения 220, 380, 660 и 6000 В.

Мощности двигателей определяются параметрами насосов, максимальное значение их—800—1250 кВт для насосов ЦНС 300—650... 1040.

Вертикальные насосы могут применяться для откачки воды из подземных водоемов через скважины, понижения уровня подземных вод, при прохождении стволов и других горных выработок в обводненных породах и в шахтном водоотливе при наличии специального ствола или скважины, в которых монтируются насосы. Такая необходимость возникает в водоотливе при откачке воды из группы шахт. Вертикальные насосы выполняются двух типов ЭЦВ и АТН. В электронасосах типа ЭЦВ насос 1 вместе с двигателем 2 (рис. 4.13,а) погружен в воду. В электронасосных агрегатах типа АТН насос 3 (рис. 4.13,б) погружен в воду и с помощью трансмиссионного вала 2 приводится в действие электродвигателем 1, расположенным на поверхности.

Глубина погружения электронасосов должна обеспечить минимальный подпор $H_{п.г. min}$, указываемый в технических условиях (табл. 4.2). Общая необходимая глубина для насосов типа ЭЦВ определяется суммой минимально необходимого подпора и длины электронасоса h_n , которая находится в пределах 2—3 м.

Таблица 4.2

Электронасос	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Число рабочих колес	Подпор, м	Мощность, кВт
ЭЦВ8-40-180	40	180	16	1	32
ЭМВ10-160-35Г	160	35	2	1	50
ЭЦВ14-210-300Х	210	300	6	2	250
ЭЦВ16-375-175Х	375	175	3	5	250
ЭЦВ10-63-270	63	270	11	1	65
ЭЦВ10-100-215	100	215	11	1	90
ЭЦВ16-160-600	160	600	12	1	400
ЭЦВ16-315-500	315	500	10	4	630
ЭЦВ16-500-320	500	320	6	8	630

В марке насоса: „Э“ — электронасос; „Ц“ — центробежный; „В“ — вертикальный; цифры после букв — минимальный допустимый диаметр обсадной трубы в миллиметрах; деленный на 25; вторая цифра — подача (м³/ч); третья цифра — напор (м); буквы в конце: Х — насосы, работающие на химически активной воде; Г — с повышенным содержанием твердого.

При необходимых для шахтного водоотлива высоких напорах обычно 300—600 м и подачах более 300 м³/ч минимально необходимая глубина колодцев составляет более 10 м, поэтому их применение в обычных схемах с горизонтальным расположением камер усложняется и создаются большие трудности по обслуживанию, монтажу и демонтажу агрегатов. Следовательно, при обычных схемах водоотлива использование этих насосов нерационально.

Многоступенчатые погружные электронасосы типа ЭЦВ оборудуются асинхронными электродвигателями с короткозамкнутыми роторами, водозаполненными с синхронной частотой вращения 3000 мин⁻¹. Некоторые типоразмеры этих насосов, выпускаемые нашей промышленностью и предусмотренные ГОСТом (см. табл. 4.2), имеют параметры, пригодные для стационарных шахтных водоотливных установок.

Электронасос типа ЭЦВ состоит из ступени 2 (рис. 4.14), подвода 3 с защитной сеткой, электродвигателя 4, обратного клапана 1 с фланцем для соединения с нагнетательным трубопроводом. Вал насоса жестко соединен муфтой с валом двигателя. Ступень состоит из рабочих колес 6, радиальных или диагональных, лопаточных подводов 7 и отводов 9. При вращении рабочих колес вода поступает через подвод 3, проходит проточную часть, поднимает обратный клапан и поступает в нагнетательный трубопровод. Валы насоса и двигателя вращаются в радиальных резино-металлических подшипниках 8, смазка и охлаждение которых осуществляются водой: в насосе — откачиваемой, в электродвигателе — залитой в полость статора. Поэтому во избежание повреждения подшипников электронасос не рекомендуется, даже кратковременно, включать в работу без воды. Осевое усилие воспринимается опорным устройством (пятой) 5, расположенным в электродвигателе.

Одноступенчатые погружные электронасосы в шахтном водоотливе применяются в качестве подкачивающих при эксплуатации шахтных насосов с отрицательной высотой всасывания и в качестве вспомогательных для заполнения основных насосов перед пуском в системе автоматического управления.

Для последней цели можно успешно применять электронасосы центробежные погружные для загрязненных вод ГНОМ, ГОСТ 20763—85 (подачи от 10 до 400 м³/ч и напоры от 10 до 32 м).

Заводами серийно выпускаются эти насосы для перекачки загрязненной воды.

Наибольший интерес представляют типоразмеры, приведенные в табл. 4.3.

Электронасос — моноблок, состоящий из герметизированного вертикального асинхронного электродвигателя с синхронной частотой вращения 3000 мин⁻¹, на валу которого закреплено рабочее колесо центробежного насоса.

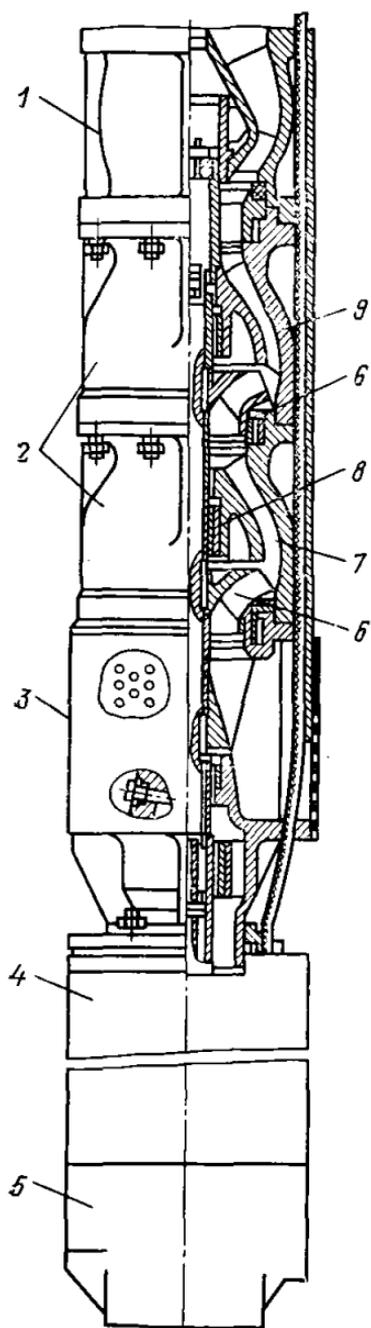


Рис. 4.14. Электронасосный агрегат типа ЭЦВ

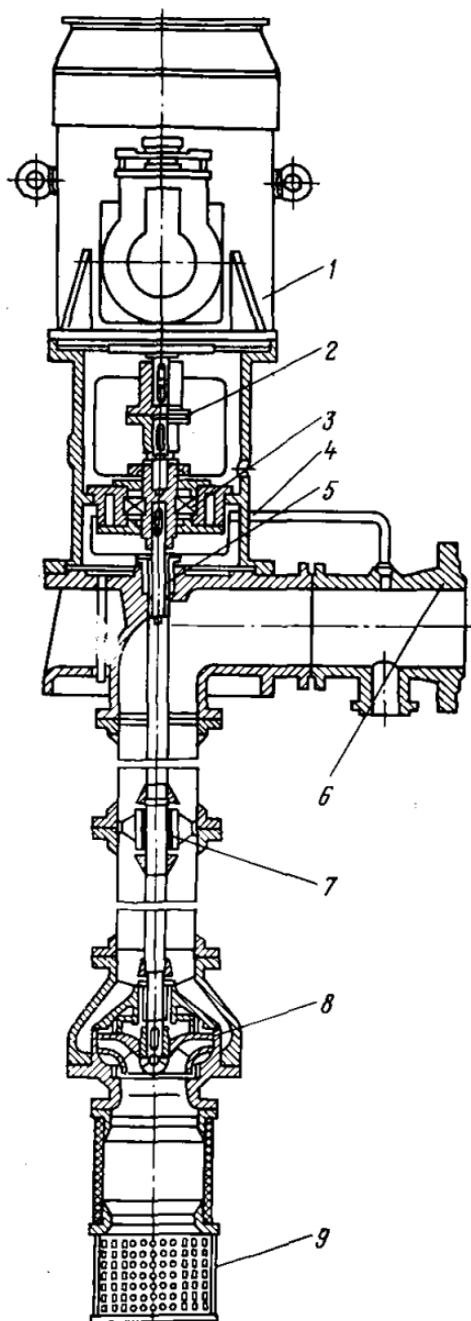


Рис. 4.15. Электронасосный агрегат типа ВП-340

Таблица 4.3

Насос	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Мощность двигателя, кВт	Диаметр/высота, мм
ГНОМ-16-15В2ТЗ	16	15	2,0	255/630
ГНОМ-100-25В2ТЗ	100	25	13,0	540/900
ГНОМ-40-18Т	40	18	5,5	327/660
ГНОМ-25-20	25	20	4,0	275/600

Примечание. В марке насосов: Г — грунтовой, Н — насос, О — одноступенчатый, М — моноблочный, первая цифра — подача (м³/ч), вторая цифра — напор (м), буква Т — для перекачки с твердым, исполнение Г2ТЗ используется для перекачки воды температурой +30°С, с плотностью до 1100 кг/м³, загрязненной механическими примесями до 6 % по массе, с размерами твердого до 5 мм.

Особый интерес представляет насос подобного типа, разработанный в институте горной механики им. Федорова, утвержденный для серийного выпуска. Это насос марки ППН-300-20 (П — погружной, П — подпорный, Н — насос, цифра 300 — подача (м³/ч); 20 — напор, м). Техническая характеристика его: подача 300 м³/ч; напор 20 м, частота вращения вала двигателя 2940 мин⁻¹, мощность 30 кВт.

Освоенные заводами многоступенчатые насосы типа АТН не удовлетворяют требованиям шахтного водоотлива. Находит применение лишь одноступенчатый насос типа ВП-340 (рис. 4.15), выпускаемый Ясногорским заводом в качестве подпорного для горизонтальных насосов, работающих с отрицательной высотой всасывания.

Техническая характеристика насоса ВП-340

Номинальная подача, м ³ /ч	340	Подача в пределах рабочей зоны, м ³ /ч	200—400
Напор, м	19	Частота вращения, мин ⁻¹	1485
Мощность двигателя, кВт	31		

Асинхронный короткозамкнутый электродвигатель 1 в вертикальном исполнении с помощью зубчатой муфты 2 соединяется с трансмиссионным валом насоса, который опирается на радиальный подшипник качения 3, охлаждаемый водой по трубке 4. Опорный подшипник воспринимает осевую силу, возникающую в колесе. На выходе вал уплотнен сальником 5, со всасывающими патрубками горизонтальных насосов ЦНС 300—700... 1000 вал соединяется переходным патрубком 6. В секциях трубопровода имеются резиновые подшипники 7, в которых вращается трансмиссионный вал. На конце вала на шпонке и резьбовым соединением закреплено рабочее колесо 8, которое вместе с отводом составляет ступень насоса. При вращении рабочего колеса вода засасывается в проточную часть через ограничивающую сетку 9 и подается по трубопроводу через патрубок 6 в основной насос.

Во время нормальной работы минимальный подпор относительно плоскости входа в насос должен быть не менее 4 м. При уменьшении подпора в рабочем колесе возникает кавитация, что приводит к снижению возможной подачи насоса и к сокращению долговечности деталей.

Вопросы для самопроверки

1. В каких пределах изменяются напоры, создаваемые в одном рабочем колесе насосов типа ЦНС, предусмотренных в ГОСТе, и от чего они зависят?
2. Какой удельной быстроходности рабочие колеса насосов ЦНС, как загнуты лопасти по отношению к направлению вращения и какие соотношения между диаметрами и шириной на выходе рабочего колеса?
3. Причины возникновения осевого усилия, значение его и способы уравнивания.
4. Какой тип корпуса у насосов ЦНС и как осуществляется уравнивание осевого усилия?
5. Как уплотняется вал ротора насоса на входе, выходе и что предусмотрено для предотвращения поступления воздуха в подвод через зазор между валом и сальником?
6. Что предусмотрено в подшипниках насоса для обеспечения перемещения вала параллельно оси?
7. Для какой воды предназначены насосы типов ЦНС и ЦНСК?

4.5. ОСНОВЫ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ШАХТНЫМИ СТАЦИОНАРНЫМИ ВОДООТЛИВНЫМИ УСТАНОВКАМИ

Эксплуатация стационарных шахтных водоотливных установок включает: управление электронасосными агрегатами — пуск и остановку их в зависимости от принятой организации работы и контроль за основными параметрами, определяющими режим работы (давление в отводящем и подводящем патрубках, подачу насоса, напряжение и силу тока, питающего электродвигатель, температуру подшипников, расход воды через разгрузочное устройство); техническое обслуживание, заключающееся: в осмотре всех водоотливных установок ежедневно лицами, назначенными главным механиком шахты (главные водоотливные установки осматриваются не реже 1 раза в неделю главным механиком или его помощником, результаты осмотра фиксируются в Книге осмотра и учета работы водоотливных установок) [17], проверке и обеспечении нормального состояния узлов, задвижек, обратных клапанов, пусковой и контролирующей аппаратуры, организации и проведении текущих профилактических ремонтов и установлении срока направления насосов на заводы для проведения капитального ремонта.

Основными функциями системы управления являются запуск, остановка и автоматическое регулирование электронасосных агрегатов в зависимости от уровня воды в водосборнике, который определяет эффективность откачки воды из шахты.

Установленный верхний уровень является импульсом для подготовки и запуска агрегата в работу, нижний — остановки.

При работе на приток рациональный уровень воды в водосборнике поддерживается неизменным автоматическим регулированием подачи насоса, равной притоку.

Технологические схемы, обеспечивающие выполнение основной функции управления, определяются следующими особенностями центробежных насосов: для создания разности напоров в метрах столба перекачиваемой жидкости, необходимой для движения во-

ды, рабочее колесо должно вращаться в среде, плотность которой равна или больше плотности транспортируемой жидкости, т. е. перед запуском насоса в ход проточная часть его должна быть заполнена водой; конструкция, частота вращения и режим работы определяют допустимую высоту всасывания (см. раздел 4.3), от которой зависят возможное вертикальное расположение подводящего патрубка, уровень воды в водосборнике или необходимый подпор.

Исходя из сказанного выше, можно наметить две группы технологических схем: первая — проточную часть основного насоса перед пуском необходимо заполнить жидкостью, вторая — проточная часть основного насоса всегда заполнена жидкостью.

В соответствии с технологической группой определяется порядок запуска агрегата: в первой группе перед включением электродвигателя основного насоса необходимо с помощью вспомогательных средств заполнить водой его проточную часть и только после окончания заливки включить электродвигатель; во второй группе при подаче сигнала о запуске агрегата сразу следует включить электродвигатель основного насоса. Таким образом, во второй группе технологических схем упрощено автоматическое управление электронасосным агрегатом.

Наиболее распространенной является схема, при которой насосная установка 5 (рис. 4.16, а) находится в камере, расположенной выше уровня воды в водосборнике. Вертикальное расстояние от оси насоса до нижнего уровня жидкости должно быть не более допустимой геометрической высоты всасывания (см. раздел 4.3). Определяется она суммой высот центра насоса над почвой камеры h_n и разностью отметок почвы камеры и нижнего уровня воды $h_{г.к.}$.

Подводящий (всасывающий) трубопровод 6 оборудован обратным (приемным) клапаном и решеткой. Клапан 8 препятствует вытеканию воды из проточной части основного насоса при за-

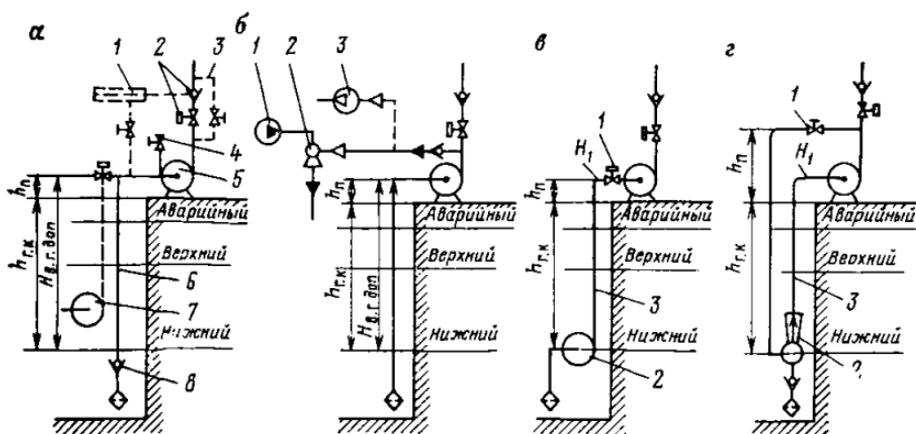


Рис. 4.16. Технологические схемы при расположении насосов выше уровня воды в водосборнике

ливке, а решетка предохраняет от поступления в трубопровод твердого крупностью большей чем 0,3—0,5 ширины выходной щели рабочего колеса.

На нагнетательном трубопроводе оборудуются задвижка и обратный клапан 2. Назначение обратного клапана — сохранять воду в нагнетательном трубопроводе при стоянке насосов, не допускать обратного движения воды при остановке насосов и защищать насос от гидравлического удара при внеплановой остановке. Задвижка, обычно управляемая с электро- или гидравлическим приводом, служит для изменения режимов работы агрегата.

В нерабочий период вода через имеющиеся неплотности в подводящем узле вытекает и перед пуском проточная часть основного насоса оказывается незаполненной.

Проточная часть насоса и подводящего трубопровода заполняется двумя принципиально различными способами: подачей воды в насос и в подводящий трубопровод с удалением из них воздуха; созданием вакуума в системе, при этом заполнение водой осуществляется под действием атмосферного давления (рис. 4.16,б).

В первом способе заполнение водой проточной части основного насоса перед его запуском осуществляется по одной из трех схем: погружным электронасосом 7 (см. рис. 4.16,а), подающим воду в проточную часть основного насоса; водой из нагнетательного става через перепускное устройство 3 в обход обратного клапана и задвижки 2; водой из всегда заполненного резервуара 1.

Процессом заливки управляют с помощью запорных устройств, находящихся на трубопроводе. Он может осуществляться автоматически, дистанционно или вручную.

В этой системе обязательно наличие на подводящем трубопроводе обратного клапана 8.

Воздух в процессе заливки удаляется через выпускное устройство 4 (кран, обратный клапан, вантуз).

Порядок запуска следующий: при получении импульса от датчика верхнего уровня автоматически или вручную включается одно из устройств 1, 3 или 7 и насос заполняется водой. Когда заливка заканчивается, что определяется или по показанию реле давления во всасе или по времени, включается электродвигатель основного насоса и открывается задвижка на нагнетании.

Преимущества первого способа: удобство, простота технического обслуживания, проведения текущих и профилактических ремонтов, монтажа и демонтажа оборудования с применением механизации.

Недостатки: реальная вероятность возникновения кавитации вследствие значительной геометрической высоты всасывания, увеличения сопротивления на входе (клапан, сетка) при возможном загрязнении сетки; снижение надежности заливки и неопределенность времени заполнения из-за возможности увеличения утечек через обратный клапан 8 при его заклинивании или загрязнении; усложнение организации запуска основного насоса необходимо-

стью заливки перед пуском путем включения вспомогательных средств.

Второй способ заливки осуществляется созданием вакуума в проточной части основного насоса и подводящем трубопроводе. Вакуум создается струйным вакуум-насосом 2 (см. рис. 4.14,б) или водокольцевым — 3. Максимальный вакуум соответствует допустимой вакуумметрической высоте всасывания. В этой системе нет необходимости в обратном (приемном) клапане и устройстве для выпуска воздуха.

Преимущества второго способа такие же, как и первого, но к тому же повышается надежность заливки и снижается вероятность возникновения кавитации из-за отсутствия на подводящем трубопроводе обратного клапана и поступления в насос воздуха в период нормальной работы через устройство 4 (см. рис. 4.16,а).

Недостатки: значительное расстояние от уровня воды до оси насоса, что создает вероятность появления кавитации; осложнение организации запуска основного насоса, так как для предварительной заливки необходимо включать насос 1 (см. рис. 4.16,б) для струйного вакуум-насоса или вакуум-насос 3, что усложняет управление электронасосным агрегатом.

Если допустимая геометрическая высота всасывания меньше, чем требуемая глубина нижнего уровня воды в водосборнике, или отрицательная (см. раздел 4.3), то необходимо применять подкачивающие средства — погружные насосы 2 (рис. 4.6,в) или струйные аппараты 2 (рис. 4.6,г). Подкачивающие средства выполняют функцию заполнения проточной части основного насоса перед пуском.

Напоры, которые должны создавать подкачивающие устройства, определяются: при отрицательной высоте всасывания

$$H_1 = h_{г.к} + h_{п} + H_{п.н} + \Sigma H_{п.н} \quad (4.30)$$

и положительной, но недостаточной допустимой геометрической высоте всасывания

$$H_1 = h_{г.к} + h_{п} - H_{в.г.доп} + \Sigma H_{п.н}, \quad (4.31)$$

где $h_{г.к}$ — требуемая строительная глубина ниже отметки пола камеры исходя из конструкции водосборника и нижнего уровня воды в водосборнике; $h_{п}$ — вертикальное расстояние от отметки пола насосной камеры до оси насоса; $H_{п.н}$ — необходимый подпор, м; $H_{в.г.доп}$ — допустимая геометрическая высота всасывания (см. гл. 4.3); $\Sigma H_{п.н}$ — потери напора в подкачивающем трубопроводе 3 (рис. 4.16,в, г).

Подача подкачивающих средств должна быть равной ее значению в рабочем режиме основного насоса. Для регулирования на подкачивающем трубопроводе устанавливаются управляемые задвижки 1.

Преимущества схемы: удобный доступ к основным насосам, расположенным в камере; глубина водосборника может быть любой, определяемой его конструкцией, нижнюю часть его следует

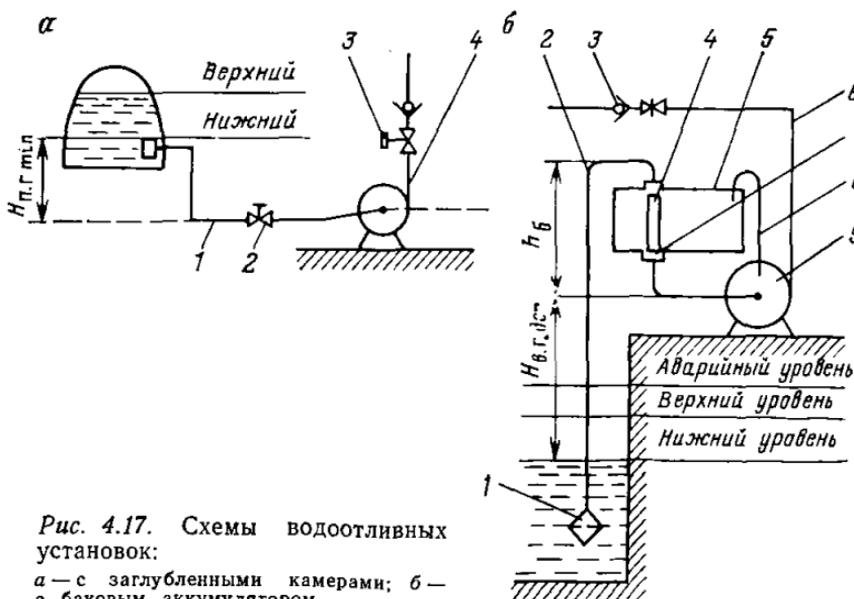
выполнять наклонной; возможность применения основных насосов с любой высотой всасывания.

Недостатки: наличие подкачивающих устройств, снижающих надежность работы водоотливной установки; сложность обслуживания подкачивающих средств, расположенных в воде, иногда на значительной глубине; усложнение запуска основного насоса, так как приходится предварительно приводить в действие подкачивающие средства.

Во второй группе технологических схем проточная часть основного насоса будет всегда заполнена водой, если: насосная камера, а следовательно, и ось насоса, расположена ниже уровня воды в водосборнике — заглубленная камера; основной насос — вертикальный и погружен в воду; на подводящем трубопроводе горизонтального насоса применен баковый аккумулятор.

Заглубленные насосные камеры могут оказаться рациональными, если применяются насосы с отрицательной высотой всасывания (см. гл. 4.3), так как при этом исключается применение подкачивающих средств, которые усложняют автоматизацию управления и снижают надежность работы водоотливных установок.

Вследствие этого подобные технологические схемы (рис. 4.17, а) нашли достаточно широкое применение в горнорудной промышленности и в практике водоснабжения [14]. При открытой коммутационной задвижке 2 на всасывающем трубопроводе 1 насос 4 всегда заполнен водой и готов к пуску. Превышение нижнего уровня воды в водосборнике должно быть равно или больше минимально необходимого подпора $H_{п.г. \min}$ (см. раздел 4.3). На нагнетательном трубопроводе монтируются обратный клапан и управляемая задвижка 3, назначение которых было ранее указано.



Преимущества этой схемы: возможность работы насосов при отрицательной высоте всасывания; снижение вероятности возникновения кавитационных режимов; упрощение системы управления, так как насос всегда заполнен водой и поэтому исключается заливка перед пуском.

Недостатки заглубленных камер в условиях угольных шахт следующие: вмещающие породы в угольных месторождениях осадочные и со временем под действием горного давления (особенно при глубинах более 500 м) образуются трещины и возникает фильтрация воды в камеру, что вызывает необходимость организации вспомогательного водоотлива из камеры; шахтная вода несет значительное количество твердого, которое заиливает подводящий трубопровод 1 и водосборник, очистка которых в этой схеме весьма затруднительна; усложняется доставка громоздкого оборудования в камеру, расположенную ниже отметки откаточных выработок; усложняются строительство заглубленных камер и выполнение требований ПБ по проветриванию и охране камеры от затопления. Опыт строительства заглубленных камер на ряде шахт Донбасса подтвердил указанные недостатки. Поэтому строительство этих камер может выполняться только в особо благоприятных условиях.

Заглубленные камеры наиболее целесообразны при использовании для водоотлива погружаемых в воду вертикальных насосов. Схема установки, конструкции и типоразмеры этих насосов рассмотрены в разд. 4.4 (см. рис. 4.14 и 4.15).

Технологическая схема, при которой проточная часть основного насоса всегда заполнена водой и исключена заливка перед пуском, может быть осуществлена и при расположении горизонтальных насосов выше уровня воды в водосборнике, если применить баковый аккумулятор 5 (рис. 4.17,б). Последний представляет собой герметичный сосуд с двумя патрубками — нижний подсоединен к насосу 9, верхний — к подводющему трубопроводу 2. Благодаря такому соединению, проточная часть основного насоса и бак всегда заполнены водой. Как правило, на подводящем трубопроводе обратный клапан не устанавливается, а имеется только приемная сетка 1. Поэтому, когда насос не работает, подводящий трубопровод заполнен воздухом. Чтобы удалить воздух, применяют эжекторы 4. В период пуска основного насоса вода из бакового аккумулятора поступает в насос через кольцевую щель 7, образованную эжектором 4 и нижним патрубком. Проходя с большой скоростью вода подсасывает из подводящей линии воздух, а образующаяся водо-воздушная смесь удаляется насосом в отводящий трубопровод 6. Поэтому обратный клапан 3 переносится от нагнетательного патрубка на расстояние не менее 6-кратной длины подводящего трубопровода 2. По мере нарастания разрежения подводящий трубопровод и баковый аккумулятор заполняются водой, после этого устанавливается нормальный режим работы насоса.

Максимально допустимая высота расположения верхней точки бакового аккумулятора над осью насоса определится по зависимости

$$h_{6 \max} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} - H_{\text{в.г. доп}} - a_n Q^2 - \frac{v^2}{2g},$$

где $h_{6 \max}$ — высота расположения высшей точки бакового аккумулятора над осью насоса; p_a , p_t — давление соответственно атмосферное (см. гл. 4.2) и насыщенных паров воды при соответствующей температуре; $H_{\text{в.г. доп}}$ — допустимая геометрическая высота всасывания (см. гл. 4.3); $a_n Q^2$, $\frac{v^2}{2g}$ — потери напора и скоростной напор в подводящем трубопроводе.

Строительная высота бака должна быть на 10—15% меньше:

$$h_6 = (0,9 \div 0,85) h_{6 \max}.$$

Потребная вместимость бака в 2,8—4 раза больше объема подводящего трубопровода на длине от нижнего уровня до бака. Меньшее значение принимается при наличии эжектора, большее — при отсутствии.

Важно при остановке насоса обеспечить «срыв вакуума», что достигается уравнильной трубкой δ . В противном случае будет работать сифон и вода из бака уйдет. По этой же причине сливное отверстие шланга разгрузочного устройства следует располагать на отметке верхнего патрубка бакового аккумулятора.

Преимущества рассмотренной схемы: простота и надежность, высокая степень готовности к пуску насосных агрегатов, уменьшение коррозионного износа насосов за счет постоянного заполнения их водой, самоочищение приемной сетки обратным потоком воды.

Недостатки: усложнение подводящей линии насоса, значительные габариты баковых аккумуляторов при больших высотах всасывания и объемах воздуха в подводящих трубопроводах.

Средства автоматического управления, контроля и защиты стационарных водоотливных установок [14, 26]. Обобщающим показателем состояния и эффективности работы электронасосных агрегатов является изменение объема воды в сборниках, который оценивается ее уровнем. Следовательно, как при ручном, так и при автоматическом управлении необходимо получать информацию о положении уровня воды в водосборниках, которая должна быть передана на пульт диспетчера.

Измерение уровня воды осуществляется датчиками, которые являются преобразователями изменения уровня жидкости в электрический сигнал. В шахтном водоотливе находят применение датчики уровня: поплавковый, погружные электроды и пневматический.

Поплавковый датчик уровня представляет собой поплавок 1 (рис. 4.18,а), обычно полый шар, уравновешенный грузом 2, который плавает в воде и перемещается по высоте в зависимости от уровня. Положение поплавка, определяющее уровень жидкости,

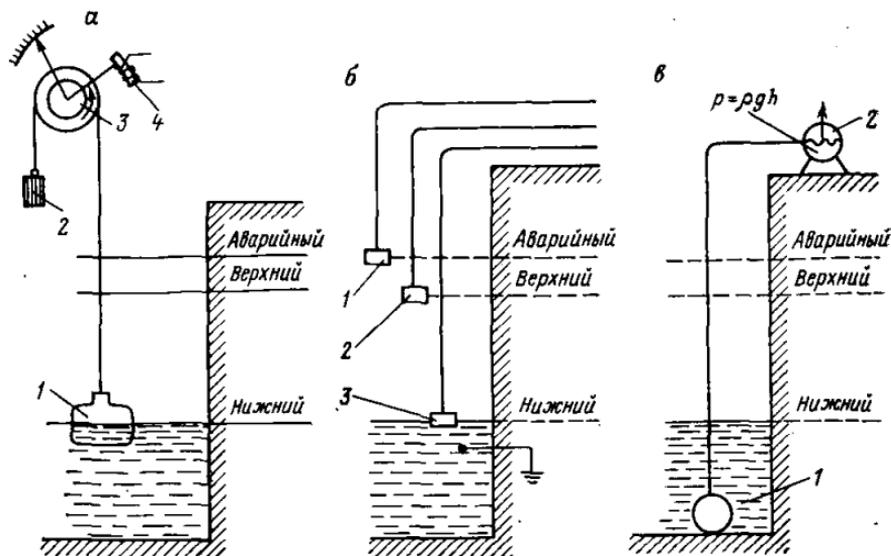


Рис. 4.18. Схемы измерителей уровня воды в водосборнике

фиксируется вращением барабана 3 и преобразуется в электрический сигнал, который передается в соответствующую аппаратуру. Это осуществляется вращением вала сельсинной передачи или возвратно-поступательным движением сердечника индукционной катушки 4. Преимущество этого датчика — получение непрерывных данных о положении уровня воды в водосборнике.

Недостатками поплавковых датчиков, в условиях шахты, являются: сложность конструкции механической части; ненадежность работы из-за наличия в воде мелкого шлама, оседающего на поплавке, изменяющего его массу и загрязняющего механизм; сложность выполнения во взрывобезопасном исполнении; большие габариты по высоте.

Действие погружных электродов основано на преобразовании столба воды в электрический сигнал. Электроды 1, 2 и 3 (рис. 4.18,б) подвешены в водосборнике на определенных уровнях. Столб шахтной воды, обладающий электропроводностью, достигая этого уровня, замыкает цепь электрода, и подается электрический сигнал. Эти датчики выдают ступенчатые сигналы, определяемые местом и частотой расположения электродов. Простота конструкции и отсутствие подвижных частей способствуют широкому применению их в шахтном водоотливе.

Недостатками погружных электродов является снижение надежности при применении искробезопасной системы из-за ложных срабатываний вследствие утечек тока по отсыревшей изоляции.

Пневматический датчик уровня основан на преобразовании изменения давления воздуха в резервуаре 1 (рис. 4.18,в) в электрические сигналы, получаемые замыканием контактов в манометре 2. Изменение давления пропорционально высоте уровня воды в водо-

сборнике — $p = \rho gh$. В качестве резервуаров могут использоваться резиновые баллоны или открытые снизу металлические сосуды.

Преимущество пневматических датчиков: возможность получения непрерывных данных об изменении уровня воды в водосборнике и применения их в газовой среде.

Недостаток — необходимость пополнения системы воздухом вследствие возможных утечек.

Уровень воды h_v в водосборнике характеризует общий ход от качки воды, но не дает информации о состоянии насосов.

В период эксплуатации по ряду причин происходит отклонение режима работы насосов от нормального, при этом изменяются подача и давление. Важнейшим показателем является изменение подачи. Выполненные исследования показали, что при потерях напора в трубопроводе от 5 до 15% от геометрической высоты контроль подачи по давлению при применении технических манометров дает погрешность до 50%. Исходя из этого, в шахтных водоотливных установках контроль режимов работы насосов и гидравлическую защиту осуществляют по расходу воды в трубопроводе, непосредственно измеряя подачу насосов.

Измерение расходов воды осуществляют: устройствами, состоящими из датчика, непосредственно воспринимающего скорость или расход потока, преобразующего его в показания, удобные для измерения, или в электрический сигнал, который передается в аппаратуру управления и на пульт контроля. В условиях шахтного водоотлива находят применение расходомеры: обтекания, перепада давления в сужающем устройстве, определения скорости воды, электромагнитно-индукционные [16].

В расходомере, основанном на обтекании, преобразователем расхода является поворотный флажок 1 (рис. 4.19,а), лопасть или диск, установленный внутри трубопровода (у шахтных насосов на подающем (всасывающем)). Динамическое давление потока, воздействуя на флажок 1, поворачивает его и стрелку 2. Противодействующей силой является пружина 3, которая возвращает флажок в исходное положение при отсутствии потока. Напряжение пружины регулируется специальным винтом, с помощью которого осуществляется настройка прибора. Угол отклонения определяет расход жидкости, устанавливаемый тарировкой. Настраивается преобразователь на максимальный расход и реагирует на снижение подачи. В автоматизированных системах водоотлива он используется в качестве реле подачи, в котором размыкаются контакты при снижении подачи ниже допустимого значения, и тем самым отключается насосный агрегат. Реле подачи насосов этого типа РПН широко применяется в серийно выпускаемой аппаратуре водоотлива угольных шахт [4].

Измерение расходов воды осуществляется расходомерами, основанными на измерении перепада давления в сужающих устройствах диафрагмами (рис. 4.19,б), соплами (рис. 4.19,в), насадками (рис. 4.19,г) на выходе воды из трубопровода. При прохождении потока жидкости через сужающее устройство со скоро-

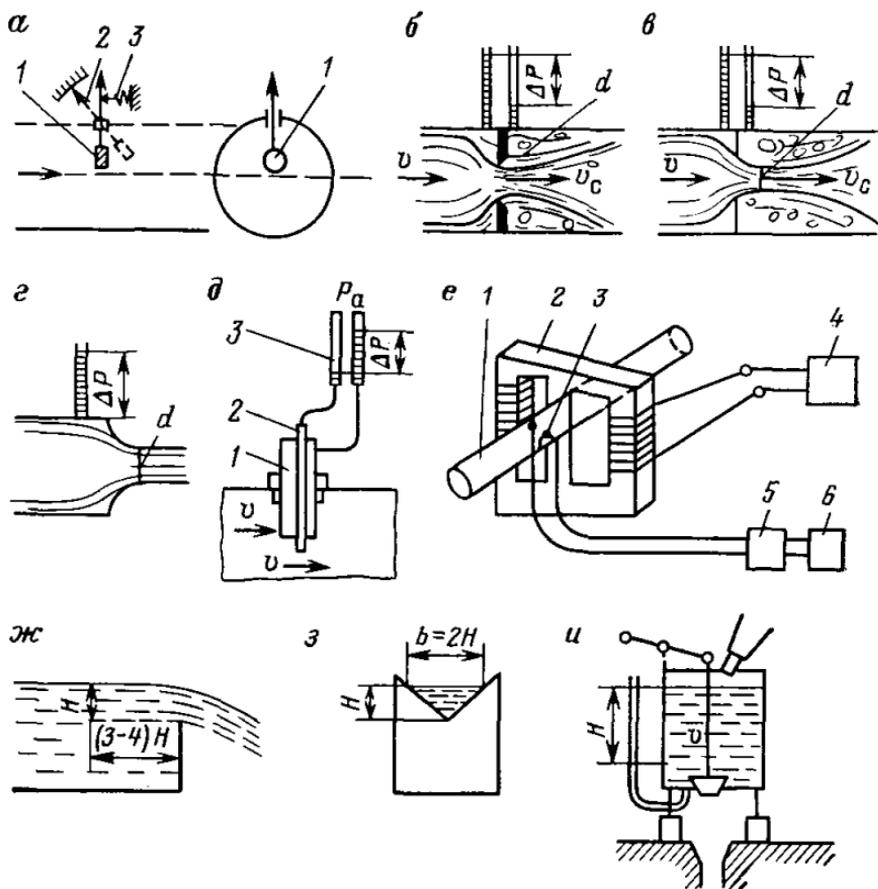


Рис. 4.19. Гидравлические схемы расходомеров

стью v_c в узкой его части уменьшается давление. Перепад давления измеряется дифференциальным манометром как разность давлений перед сужающим устройством и в его узкой части (см. рис. 4.19, в, г) [16].

Расход определяется по зависимости
$$Q = \alpha \varepsilon \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}},$$

где Q — расход; $\alpha \varepsilon$ — произведение коэффициента расхода на поправочный множитель, значения которых принимаются в соответствии с правилами [18]; d — диаметр узкой части устройства; Δp — перепад давления (показание дифманометра); ρ — плотность жидкости.

В шахтных условиях целесообразней применять гидродинамические трубки (трубки Пито) и дифференциальный пьезометр, позволяющие определять среднюю скорость потока $v = k \sqrt{2g \Delta h}$, где k — коэффициент поля скоростей; g — ускорение свободного падения; Δh — скоростной напор — разность уровней в стеклянных трубках пьезометра (рис. 4.19, д).

Расход по подводящему трубопроводу $Q = v \frac{\pi d^2}{4}$.

Датчик устанавливается на прямолинейном горизонтальном участке подводящего трубопровода. Состоит он из двух трубок — 1 с отверстием навстречу вектору скорости v и трубки 2 с отверстием, ось которого перпендикулярна потоку.

Трубки датчика гибкими шлангами соединяются со стеклянными трубками дифференциального пьезометра 3. Разность уровней воды в трубках и дает значение скоростного напора.

Электромагнитные индукционные расходомеры основаны на возбуждении электродвижущей силы (э. д. с.) в потоке жидкости. Отрезок трубы 1 (рис. 4.19,е), выполненный из немагнитного и изоляционного материала, располагается между полюсами электромагнита 2, который питается переменным током от источника 4. В жидкости, как в движущемся проводнике, индуцируется э. д. с., снимаемая двумя электродами 3, которые расположены в одном поперечном сечении с полюсами магнита под углом 90° к направлению магнитных силовых линий. Полученная э. д. с. через усилитель 5 подается и регистрируется прибором 6. Расход жидкости пропорционален э. д. с.

На выходе из напорной трубы расход ее можно определить с помощью водослива, прямоугольного (рис. 4.19,ж) или треугольного (рис. 4.19,з), путем измерения высоты уровня жидкости H над порогом, замеренном на расстоянии $3-4 H$ от него [4].

Для измерения расходов, меняющихся в широком диапазоне, что имеет место при испытании насосов, удобно применять водослив с треугольным порогом. Для этого водослива при угле 90° и ширине, равной двойному максимальному превышению уровня поверхности воды над вершиной угла ($b=2H$), расход $Q \simeq 1,4H^{2,5}$, где H — высота уровня поверхности потока над вершиной угла.

Если высота уровня находится в пределах $0,05-0,55$ м, то более точно расход $Q=1,343H^{2,47}$.

В условиях лаборатории и на заводских стендах при испытании насосов, подача которых не превышает 300 м³/ч, наиболее точно можно определить расход объемным способом — определяя время заполнения емкости известного объема (рис. 4.19,и). Размеры должны быть такими, чтобы заполнение происходило не менее чем за $1-2$ мин. Направляя из трубопровода воду в мерный бак, измеряя время и объем (по уровню жидкости, высота которого градуирована по объему), определяем подачу $Q=V/T$, где Q — расход; V — заполненный объем в мерном баке; T — время заполнения.

Режим работы насоса определяется подачей и напором, который определяется суммой показаний манометра и вакуумметра [4].

Манометры, мановакуумметры и вакуумметры, применяемые в шахтном водоотливе, обычно выполняются в виде приборов с упругим чувствительным элементом: одновитковой трубчатой пружины

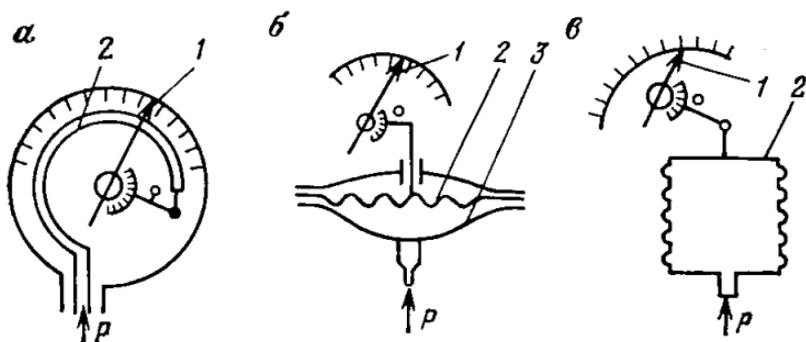


Рис. 4.20. Схемы измерителей давления с упругим элементом

ной (рис. 4.20,а) или трубчатой геликоидальной многовитковой пружины; мембранным (рис. 4.20,б); сильфонным (рис. 4.20,в).

Под влиянием внутреннего давления p трубчатая пружина 2 (см. рис. 4.20,а) стремится распрямиться, это вызывает перемещение свободного конца, который с помощью передаточного механизма поворачивает стрелку 1.

В мембранном приборе (см. рис. 4.20,б) под действием давления P , подаваемого в одну половину корпуса 3, мембрана 2 прогибается, движение ее через передаточный механизм поворачивает стрелку 1.

Сильфонный прибор (см. рис. 4.20,в) представляет собой упругий цилиндр, который под действием разности давлений внутри и снаружи перемещает верхнее дно гофрированного резервуара 2, движение которого через передаточный механизм передается стрелке 1.

Мембранные и сильфонные приборы удобны при измерении вакуума и давлений менее 0,1 МПа. На напорном трубопроводе давления находятся в пределах 1—10 МПа и измеряются трубчато-пружинными приборами.

Между измеряемым давлением и показанием стрелки существует прямолинейная зависимость в пределах допуска на погрешность, которая для технических приборов составляет около 4% (класс точности). Измерение и сигнализация при отклонении от заданных пределов (максимального и минимального) осуществляются манометрами и вакуумметрами с электроконтактными приспособлениями ЭКМ и ВЭ.

Шкалу манометра следует выбирать так, чтобы измеряемое значение не превышало $2/3$ предельного. Манометр не должен применяться для измерений давления, меньшего $1/3$ предельного значения его шкалы.

Контроль за состоянием разгрузочного узла удобнее всего вести устройством, измеряющим расход воды через разгрузку, настроив его на значения 2—6% от нормальной подачи насоса. При уменьшении его до 1% агрегат должен быть автоматически отключен.

Температура подшипников контролируется с помощью стандартных тепловых реле.

Испытание насоса, в результате которого получают индивидуальные характеристики при постоянной частоте вращения, является наиболее объективным и полным показателем его состояния. Характеристики новых насосов приводятся в каталогах и в материалах заводов. После капитального ремонта и в процессе эксплуатации следует систематически проводить контрольные испытания с получением характеристик, что позволит обоснованно проводить мероприятия по обеспечению надежной и экономичной работы установок.

Расстановка приборов при проведении испытаний насосов показана на схеме (рис. 4.21,а).

Подача насоса 5, соединенного с электродвигателем 6, измеряется одним из указанных расходомеров — диафрагмой 1 или соплом с дифманометром, насадкой 1 на конце трубопровода (рис. 4.21,б) с измерителем давления или треугольным водосливом 2.

Давление и вакуум измеряются манометром 4 (см. рис. 4.21,а) и вакуумметром 3. Напор H определится:
$$H = \frac{B + p_m}{\rho g} + l_B + l_M,$$

где $B = p_2 - p_1$ — показание вакуумметра; p_m — показание манометра; ρ — плотность воды; g — ускорение свободного падения; l_B — высота расположения вакуумметра над осью трубы; l_M — расположение манометра над вакуумметром.

Для получения достоверных показаний приборов устанавливать их необходимо на прямолинейных участках в определенном удалении от местных сопротивлений, искажающих поле скоростей по-

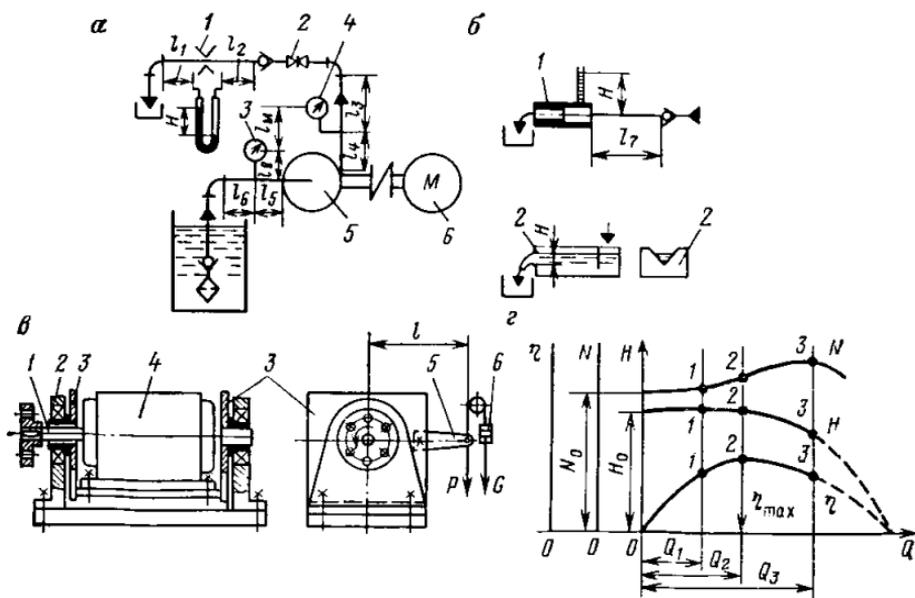


Рис. 4.21. К методике эксперимента получения характеристик насоса

тока. Эти расстояния ($l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6$) назначаются правилами для измерения и задаются пропорционально диаметру трубопровода, который называется калибром. С достаточной степенью точности можно применять длину прямолинейного участка от местного сопротивления до входа в прибор, равную 5—10 калибрам: $l_1 \simeq l_3 \simeq l_5 \simeq l_7 = (5-10)d_{\text{тр}}$. На выходе из прибора эти прямолинейные участки должны составлять 2—5 калибров.

Режим работы насоса изменяют с помощью регулировочной задвижки 2, сбрасывая воду через сливной патрубок коллектора.

Мощность насоса при непосредственном соединении его с электродвигателем определяется как мощность на валу электродвигателя. Наиболее точно, в заводских условиях на испытательном стенде и в лабораториях институтов, мощность на валу определяется непосредственным измерением крутящего момента с помощью моторвесов, у которых статор 4 (рис. 4.21, в) установлен на качающейся раме 3, опирающейся на подшипники 2, вмонтированные в стойку. При работе электродвигателя электромагнитное поле увлекает свободный статор. В неподвижном положении он удерживается рычагом 5, опирающимся на весы 6. Крутящий момент на валу $M = Gl$, где M — крутящий момент; l — плечо; G — сила P , измеряемая весами 6.

Зная измеряемую тахометром частоту вращения вала 1, можно определить угловую скорость $\omega = \frac{2\pi n}{60}$, где ω — угловая скорость; $n/60$ — частота вращения вала.

Определив крутящий момент и угловую скорость, находим мощность насоса $N = M\omega$, где N — мощность на валу; M — крутящий момент; ω — угловая скорость.

В условиях шахты определяют потребляемую мощность на валу электродвигателя измерением с помощью ваттметров или амперметров и вольтметров, а затем по характеристике электродвигателя или по его круговой диаграмме находят значение к. п. д. и его изменение в зависимости от нагрузки.

Мощность на валу — мощность насоса $N = N_{\text{д}}\eta_{\text{д}}$, где $N_{\text{д}}$ — мощность, потребляемая электродвигателем; $\eta_{\text{д}}$ — к. п. д. электродвигателя.

Коэффициент полезного действия насоса определится как частное от деления полезной мощности насоса $N_{\text{н}}$ на мощность на валу:

$$\eta_{\text{н}} = \frac{N_{\text{н}}}{N} = \frac{\rho g Q H}{N},$$

где $\eta_{\text{н}}$ — к. п. д. насоса; ρ — плотность жидкости; g — ускорение свободного падения; Q и H — соответственно подача и напор насоса.

Порядок испытания насоса с целью построения характеристик следующий: убедившись, что насос заполнен водой, включают электродвигатель; с помощью регулировочной задвижки устанавливают режим, близкий к нормальной подаче, и при этом расходе из-

Таблица 4.4

Номер опыта	Q , м ³ /с	H , м	N , Вт	N_H , Вт	η_H	n , с ⁻¹
0	0	H_0	N_0	0	0	$n = \text{const}$
1	Q_1	H_1	N_1	N_{H1}	η_{H1}	
2	Q_2	H_2	N_2	N_{H2}	η_{H2}	
3	Q_3	H_3	N_3	N_{H3}	η_{H3}	
⋮						
⋮						

меряют напор, мощность и частоту вращения. Затем меняют режим и при других подачах производят соответствующие измерения. Характерным режимом является режим насоса при закрытой регулировочной задвижке, когда подача равна нулю.

Измерения проводят при постоянной частоте вращения, которая контролируется тахометром. В случае необходимости данные приводят к одной частоте вращения.

Полученные результаты (табл. 4.4) после математической обработки сводят в таблицу, на основании которой строят индивидуальную характеристику (рис. 4.21,а).

Для надежности построения характеристики необходимое число измерений на каждом режиме должно составлять не менее 5.

Возникновение кавитации (см. разд. 4.3) характеризуется постоянством подачи, при снижении напора.

Технологические функции систем автоматического управления шахтными стационарными электронасосными агрегатами. Серийно выпускаемая аппаратура автоматизации управления шахтными стационарными насосными установками, оборудованными насосами ЦНС и короткозамкнутыми электродвигателями (УАВ, ВАВ), обеспечивает в основном выполнение следующих технологических функций: дистанционный контроль уровня воды в водосборнике; пуск насоса при достижении верхнего уровня, порядок которого определяется технологической схемой; автоматическое отключение действующего насоса при достижении нижнего уровня; пуск дополнительного резервного насоса и подачу сигнала тревоги при достижении аварийного уровня; управление задвижками на нагнетательном трубопроводе, пуск насоса должен производиться при закрытой задвижке, при достижении давления, соответствующего подаче, равной нулю, задвижка автоматически открывается до предела установленной подачи в рабочем режиме; дистанционный пуск и остановку с пульта диспетчера при работе агрегатов по заданному графику; гидравлическую и механическую защиту насоса [14].

В аппаратуре обеспечен переход на ручное управление. В схемах автоматического управления предусмотрен блочный принцип, узлы схемы выполняются в виде блоков, которые комплектуются в зависимости от условий и легко заменяются.

В автоматическом управлении мощными водоотливными установками (более 800 кВт·ч) необходимо предусмотреть возможность диагностирования неисправностей, установления и поддержания оптимальных режимов. Выполнить эти задачи можно на базе микропроцессорной системы и микроЭВМ с единым алгоритмом управления. Достигается это тем, что в память машины закладываются нормальные характеристики насоса и напорного трубопровода, расчетные режимы работы, допустимые изменения уровня воды в водосборнике, значения вакуума и расхода через разгрузку. В аппаратуру через систему датчиков подаются сигналы о действительных значениях этих параметров. Отклонение действительных сигналов от проектных анализируется в электронной машине, которая выдает рекомендации обслуживающему персоналу.

Рассмотрим пример выявления неисправностей в системе насос — напорный трубопровод, диагностику их причин и способы регулирования агрегата. В системе насоса 1 (рис. 4.22,а) и нагнетательного трубопровода предусмотрена регулируемая задвижка 2.

В элементах моделируются нормальная напорная характеристика 1 насоса (рис. 4.22,б), напорная характеристика 2 трубопровода после насоса, часть напорной характеристики трубопровода от задвижки до выхода. Датчики расхода 3 (см. рис. 4.22,а) через преобразователи 4, 5 и 6, датчики напоров 7 и 10 подают сигналы в элементы сравнения 8, 9 и 11. Рассогласования между нормальными и действительными данными поступают в пороговые устройства 12, 13 и 14, характеризующиеся тем, что сигнал на выходе возникает в том случае, если его значение на входе превышает допустимое.

Из пороговых сигнал передается в устройство 15 и поступает к диспетчеру или в исполнительный регулирующий орган.

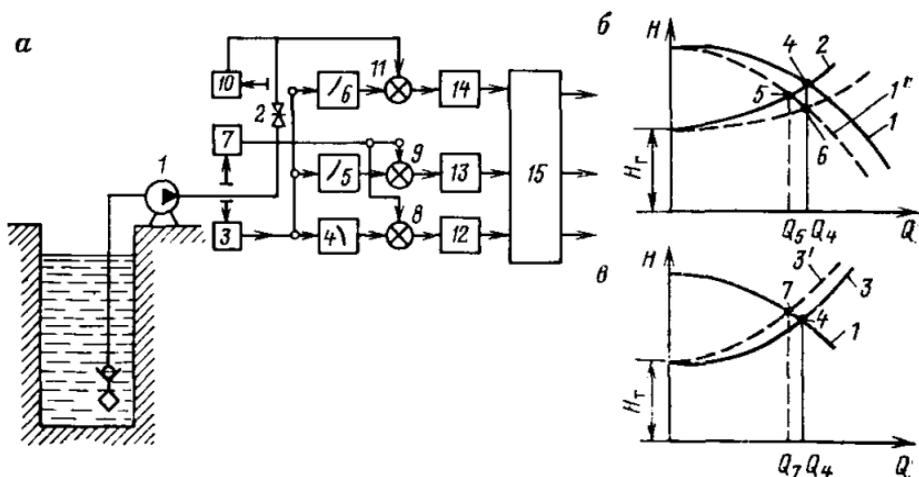


Рис. 4.22. Принципиальная схема автоматического управления водоотливной установкой с использованием микропроцессорной системы

Таблица 4.5

Неисправности	Причины	Способы устранения
<p>При пуске насос не подает воду при давлении на входе ниже атмосферного</p>	<p>Насос и всасывающий трубопровод не были полностью залиты перекачиваемой жидкостью перед пуском Занижена частота вращения из-за пониженного напряжения Засасывается воздух через неплотности в соединениях всасывающего трубопровода и пробки на крышке всасывания Приемный клапан выступает из воды и засасывает воздух Приемный клапан заклинился или сетка клапана сильно засорена Малая частота вращения</p>	<p>Выключить электродвигатель и повторить заливку, обратив внимание на тщательное удаление воздуха Повысить напряжение Проверить плотность всех соединений и затяжку пробки на крышке всасывания насоса, при необходимости подтянуть их Выключить насос до наполнения водосборника Устранить причину заклинивания клапана или очистить сетку клапана Повысить напряжение</p>
<p>Насос не обеспечивает требуемой подачи</p>	<p>Завышено сопротивление системы, появилась кавитация, засорен всасывающий трубопровод Завышена высота всасывания Завышено сопротивление во всасывающем трубопроводе</p>	<p>Проверить и очистить всасывающий трубопровод и приемный клапан: при необходимости разобрать насос и прочистить рабочие колеса Увеличить уровень жидкости в приемном резервуаре или опустить насос Уменьшить длину всасывающего трубопровода, сократить число «колен» и увеличить внутренний диаметр трубопровода до значения, равного диаметру всасывающего патрубка или незначительно превышающего его</p>
<p>Завышена потребляемая мощность (большой нагрев электродвигателя)</p>	<p>Сопротивление системы меньше, чем предусмотрено данной инструкцией Износились кольцо и диск гидравлической пяты, ротор сместился в сторону всасывания больше допустимого</p>	<p>Прикрыть задвижку на напорном трубопроводе до достижения давления, соответствующего рабочему режиму Устранить неисправность</p>
<p>Неплотности в насосе</p>	<p>Неправильная затяжка стяжных шпилек Повреждены уплотнения в корпусных деталях</p>	<p>Выключить насос и равномерно затянуть шпильки Установить новые</p>

Неисправности	Причины	Способы устранения
Неплотности в сальнике	Износилась набивка или неправильно произведена набивка сальника Поверхность вала под сальником или поверхность гайки ротора имеют риски из-за чрезмерной затяжки сальника или естественного износа Биеение вала под сальником	Заменить набивку сальника Прошлифовать поверхности вала и гайки ротора или последнюю заменить
Нагрев сальника	Сальник сильно затянут	Проверить подшипники, при необходимости заменить, проверить биеение вала и при необходимости отрихтовать его или заменить новым
Чрезмерный нагрев подшипников	Плохо отцентрирован электронасосный агрегат Некачественная смазка	Ослабить нажим втулки сальника Выполнить центровку Проверить качество масла, пополнить или заменить смазку
Через сливную трубку разгрузочного устройства проходит свыше 8 % перекачиваемой жидкости от номинальной подачи насоса Шум в насосе	Недостаточно консистентной смазки Износились втулки — разгрузки и дистанционная, вследствие чего увеличился дросселирующий зазор между дистанционной втулкой и втулкой разгрузки Наличие воздуха в насосе. Возникновение кавитации Слишком большая подача или очень мал напор	Пополнить смазку, при необходимости заменить Заменить втулки — разгрузки и дистанционную. Если после замены указанных деталей насоса из сливной трубки идет менее 1,5 % жидкости, то заменить втулку гидрозатвора Выключить насос, проверить соединения во всасывающем трубопроводе Задвижкой отрегулировать режим работы насоса

Процесс этот иллюстрируется на графиках (рис. 4.22,б,в). Сплошными линиями 1, 2 (рис. 4.22,б), 3 (рис. 4.22,в) показаны эталонные характеристики насоса, трубопровода и части трубопровода после задвижки. Расчетный рабочий режим определяется точкой 4. Вследствие износа или других причин характеристика насоса понижается (пунктирная кривая 1' на рис. 4.22,б). Новый режим 5 насоса (рис. 4.22,б) характеризуется снижением подачи $\Delta Q = Q_4 - Q_5$, где Q_4 и Q_5 — подача соответственно расчетная и неисправного насоса.

Если это снижение становится больше допустимого, то подается сигнал диспетчеру или насос отключается. При этом обслуживающий персонал знает, что это произошло из-за неисправности насоса.

В том случае, если при нормальной работе задвижка была прикрыта, то при снижении подачи задвижка открывается, характеристика трубопровода снижается и в точке 6 (рис. 4.22,б) подача восстанавливается.

Если же по какой-либо причине (загрязнение, прикрыта задвижка, уменьшение диаметра трубопровода после ремонта) сопротивление трубопровода увеличилось, то подача снижается до Q_7 и рабочий режим определяется точкой 7 (кривая 3'). В этом случае будет дан сигнал диспетчеру с указанием, что причина неисправности в трубопроводе. Подобная система может применяться также для оптимизации работы установки и защиты ее от других неисправностей (табл. 4.5).

Новая гибкая технология управляемого водоотлива на базе микропроцессорной системы обеспечивает повышение экономических показателей водоотлива, надежности и долговечности электронасосных агрегатов.

Вопросы для самопроверки

1. В чем заключаются основы эксплуатации шахтных стационарных водоотливных установок — управления и обслуживания?
2. Каковы технологические системы, обеспечивающие управление насосными агрегатами с предварительным заполнением проточной части основного насоса и с постоянным заполнением водой?
3. Укажите схемы насосных установок, не требующих заливки перед пуском.
4. Какие функции выполняются серийно выпускаемой системой автоматического управления?
5. Назовите направления развития автоматической системы управления.
6. Изложите методику экспериментального получения характеристик насосного агрегата.

4.6. ВОДОСБОРНИКИ

Сбор воды, поступающей из всех горных выработок шахты или участка и откачиваемой насосными установками, осуществляется в специально пройденных горных выработках — водосборниках. Их объем определяется расходом воды, поступающей в 1 ч, а также порядком работы насосных установок в сутки.

Объем водосборника состоит из аварийного и регулировочного. Аварийный объем водосборника предназначен для приема воды, поступающей из горных выработок за время вынужденной остановки всех насосных установок, вызванной аварией (прекращение подачи электроэнергии, выход из строя всех имеющихся нагнетательных трубопроводов). Объем этот регламентируется ПБ и ПТЭ [15, 17] и для угольных сланцевых шахт должен быть равным притоку воды за 4 ч, а при малых водопритоках (менее $50 \text{ м}^3/\text{ч}$) — за 2 ч. Если по горно-геологическим условиям имеется вероятность прорыва воды в условиях гидрошахт, ПТЭ рекомендует аварийный объем делать равным 8-часовому притоку.

Аварийный объем водосборника в период нормальной работы насосных установок должен быть свободным от воды — пустым.

Регулировочный объем водосборников предназначен для приема воды, поступающей из горных выработок, в период плановой остановки насосов, предусмотренной порядком работы по откачке суточного водопритока.

В традиционных схемах, широко применяемых в настоящее время, полезный регулировочный объем непрерывно уменьшается вследствие заполнения его твердым, выпадающим из воды. Водосборник является отстойником. По ПБ допускается заиливание водосборника на 30%. Количество оседающего твердого определяется по зависимости $W_T = q_T Q_{\text{ч}} t_0$, где q_T — содержание твердого в 1 м³ воды, для главных водоотливов $q_T = 0,003$ кг/м³, для участковых — самое различное; если вода поступает из лав и течет по выработкам, где расположен грузовой конвейер, $q_T = 0,01 \div 0,05$ кг/м³; $Q_{\text{ч}}$ — нормальный часовой водоприток; t_0 — время между очистками шламонакопителя.

Насосные установки в течение 1 суток могут работать периодически или непрерывно.

При непрерывной работе рабочий режим настраивается так, чтобы подача насоса была равна часовому притоку воды.

Периодическая работа насосов в зависимости от условий может быть организована по трем вариантам: 1) подача насосов в рабочем режиме равна или более 1,2-часового притока (20 ч работы в сутки по ПБ); 2) насосы работают по графику с целью выравнивания нагрузки на шинах шахтной подстанции; 3) кратковременная (2—3 ч) работа мощного электронасосного агрегата по откачке притока менее 50 м³/ч на высоту более 300 м.

Первый вариант наиболее распространен. Необходимый объем регулировочного объема водосборника определится из следующих соображений:

$$W_p z = Q_{\text{ч}} t_{\text{ст}}; t_p Q = 24 Q_{\text{ч}}; t_{\text{ст}} = 24 Q_{\text{ч}} \left(1 - \frac{Q_{\text{ч}}}{Q}\right),$$

где W_p — регулировочный объем водосборника; Q — подача насоса в рабочем режиме; z — число пусков насосных агрегатов в сутки, для применяющихся в шахтных водоотливах электродвигателей $z_{\text{max}} = 8$.

После проведения элементарных преобразований

$$W_p = \frac{24 Q_{\text{ч}}}{z} \left(1 - \frac{Q_{\text{ч}}}{Q}\right). \quad (4.32)$$

Подставляя в выражение (4.32) предельные значения ($z_{\text{max}} = 8$; $Q_{\text{ч}}/Q = 0,833$), получаем минимально допустимый регулировочный объем.

$$W_{p \text{ min}} = 0,5 Q_{\text{ч}}. \quad (4.33)$$

Второй вариант. Работа насосов по графику для выравнивания нагрузки на шинах подстанции. Центральные и главные водоотливные установки оборудуются мощными асинхронными короткозамкнутыми электродвигателями и могут работать в любое время су-

ток, так как не связаны с технологическими процессами по добыче полезного ископаемого. Потребление электроэнергии по шахте неравномерно и колеблется в больших пределах.

Неравномерность нагрузки характеризуется отношением максимальной потребляемой мощности к минимальной и для современной шахты достигает 2 и более.

Неравномерность можно сглаживать включением в работу электронасосных установок в период малой нагрузки и остановкой их в период высокой.

В течение времени больших нагрузок $t_{ст}$ (рис. 4.23) электронасосные установки остановлены, а приток воды заполняет регулировочный объем водосборника. При малых мощностях на шинах подстанции включаются в работу водоотливные установки — откачивают часовой приток и за время $t_{от}$ — воду из регулировочного объема водосборника. Необходимые подачи насосов и регулировочный объем определяются:

$$Q_{птот} = Q_{ч} t_{от} + W_p; \quad W_p = Q_{ч} t_{ст}; \quad Q_{п} = Q_{ч} (1 + t_{ст}/t_{от}), \quad (4.34)$$

где $Q_{ч}$ — приток воды за 1 ч; $Q_{п}$ — подача насосов в рабочем режиме — расход воды, откачиваемой в 1 ч из регулировочного объема водосборника; W_p — регулировочный объем; $t_{ст}$ и $t_{от}$ — время, в течение которого соответственно остановлены насосы и работают электронасосы, откачивающие воду из регулировочного объема.

Пример: Приток воды на шахте составляет $200 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор насоса 600 м, подача в рабочем режиме $300 \text{ м}^3/\text{ч}$, потребляемая мощность 800 кВт. По графику нагрузок большая потребляемая мощность приходится от 24 до 15 ч в сутки, или в течение 15 ч (рис. 4.23), и малая потребляемая мощность — с 15 до 24 ч, или в течение 9 ч. Неравномерность нагрузки — $7000/2900 \approx 2,35$.

С учетом зависимости (4.34) для выравнивания нагрузки необходимы: объем регулировочной емкости водосборника

$$W_p = 15 \cdot 200 = 3000 \text{ м}^3;$$

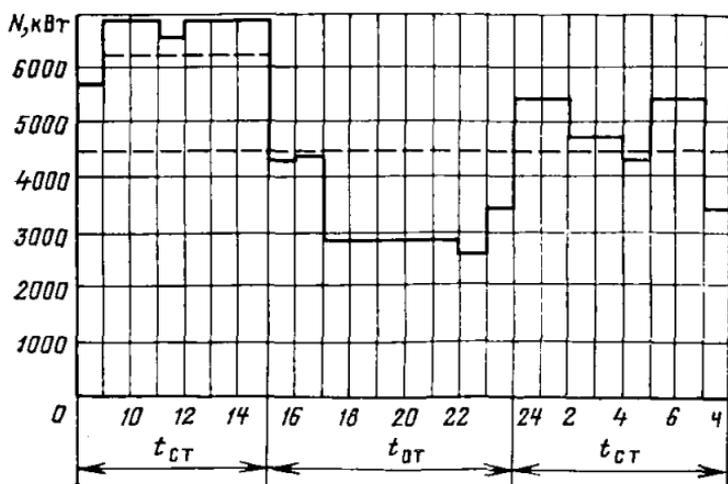


Рис. 4.23. График нагрузки на шинах шахтной подстанции

подача насосов

$$Q_n = 200(1 + 15/9) = 534 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Следовательно, в период откачки должны работать два насоса, потребляемая или активная мощность составлять 1600 кВт. В остальное время насосы не должны работать, в результате чего уменьшается нагрузка на значение, соответствующее мощности, потребляемой одним насосом, — 800 кВт. Пунктиром показан график выравненной нагрузки; максимум — 6200 кВт и минимум — 4600 кВт — неравномерность составляет $6200/4500 = 1,32$, т. е. по сравнению с имеющейся неравномерностью 2,35 уменьшилась в 1,79 раза.

Последнее существенно улучшает режим энергосистемы и снижает затраты шахты на электроэнергию.

Третий вариант. Откачка суточного притока за время, меньшее рабочей смены, осуществляется в условиях, когда водоприток меньше $50 \text{ м}^3/\text{ч}$, а требуемый напор более 300 м. У шахтных насосов с подачей менее $54 \text{ м}^3/\text{ч}$ напор на одно колесо находится в пределах 25—30 м; при максимальном числе колес (10) напор составляет 250—300 м.

Если требуемый напор превышает 300 м, а водопритоки менее $50 \text{ м}^3/\text{ч}$, то эффективней применять агрегаты бóльших подач, но необходимых напоров.

Такие установки могут иметь высокие технико-экономические показатели из-за меньшего расхода энергии вследствие более высокого к. п. д. и отсутствия специального обслуживающего персонала и аппаратуры автоматизации, ибо агрегат работает 2—3 ч/сут (пуск и остановку осуществляет дежурный электрослесарь, который осматривает и налаживает установку). Недостатки применения агрегатов высоких подач — большие установленная мощность и капитальные затраты. Окончательный выбор делается на основе технико-экономического сравнения вариантов: низконапорные насосы с последовательным включением нескольких агрегатов (ступенчатый водоотлив); высоконапорные мощные насосы, подающие воду одним агрегатом на необходимую высоту.

Требуемые регулировочный объем и подача насосов агрегатов высоких подач определяются по следующим зависимостям:

$$W_D = (24 - t_{от}) Q_q; \quad Q_n = \frac{24}{t_{от}} Q_q, \quad (4.35)$$

где $t_{от}$ — время откачки (обычно 2—3 ч); Q_n — подача насоса.

Пример. Приток воды составляет $30 \text{ м}^3/\text{ч}$, высота водоподъема — 600 м, у насосов ЦНС при подаче $45 \text{ м}^3/\text{ч}$ напор на одно колесо составляет 30 м, следовательно, требуется последовательно включить 20 колес, что для горизонтальных насосов нереально. Если принять время откачки 2 ч, то подача насоса (формула 4.35) будет $360 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор на колесо более 65 м и 10 колес обеспечат подъем на 600 м. Требуемый регулировочный объем составляет 660 м^3 .

Вопросы для самопроверки

1. Назначение водосборников и размещение датчиков контроля уровня.
2. Как организуется работа насосных агрегатов с периодическим пуском?
3. Как определяется регулировочный объем в зависимости от порядка работы насосных агрегатов?

4.7. РЕГУЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ПРИ РАБОТЕ НА ПРИТОК

Организация работы насосных агрегатов на приток заключается в том, что подача насосов в рабочем режиме равна часовому водопритоку. При этом исключается регулировочный объем. Вода с содержанием твердого, по крупности и концентрации допустимой для подачи в насос, непрерывно поступает в колодец и откачивается. Нижний уровень остается постоянным. Водосборники не заиливаются, а в аварийном объеме вода отсутствует. Применение такой организации требует предварительной очистки воды от твердого недопустимой крупности. Насосные агрегаты в течение суток работают непрерывно. Исключаются частые пуски и остановки, которые снижают долговечность и надежность агрегатов. Исходя из сказанного следует, что при благоприятных условиях рациональней работа насоса на приток.

Подача электронасосных агрегатов при организации их работы на приток выбирается, как обычно, из условий откачки суточного водопритока за 20 ч. Обеспечение подачи насоса в рабочем режиме, равной водопритоку, осуществляется регулированием (раздел 2.6): частоты вращения ротора электродвигателя; расхода воды в нагнетательный трубопровод при неизменной характеристике насоса; изменением напорной характеристики насоса, подачей в него воздуха.

Регулирование изменением частоты вращения. Минимальное снижение частоты вращения определяется устойчивостью режимов:

$$n_{\min} = n \sqrt{\frac{H_r}{H_{0\min}}},$$

где n и n_{\min} — частота вращения соответственно асинхронная для данного электродвигателя и минимально допустимая при регулировании; H_r — геометрическая высота; $H_{0\min}$ — напор насоса при нулевой подаче и асинхронной частоте вращения; из условия устойчивости $H_r/H_{0\min} \leq 0,95$ и тогда $n_{\min} = 0,98n$ и $H_{0\min} = H_r/0,95$ (рис. 4.24,а). Напорные характеристики насоса конгруэнтны.

Необходимая частота вращения в зависимости от притока определяется графоаналитически. Напорная характеристика насоса при нормальной частоте вращения n и характеристика трубопровода $H_{тр}$ определяют подачу насоса Q (точка 4), которая должна быть не менее 1,2-часового водопритока. В период эксплуатации приток изменяется, становится большим или меньшим подачи насоса в рабочем режиме. Минимальная частота вращения (кривая n_{\min}), определяет возможное значение минимальной подачи Q_{\min} . Если значение ее равно или меньше минимального притока Q_{q_1} (точка 1), то можно применить регулирование частотой вращения

$$Q_{\min} \leq Q_{q_1}.$$

подачу из-за возможной потери устойчивости рабочего режима; отсутствие регулируемого электропривода, приспособленного для работы в подземных выработках с влажной и газовой атмосферой и ограниченных габаритов. Наиболее эффективный и универсальный способ регулирования электронасосных агрегатов — изменением частоты вращения — практически не применяется из-за отсутствия необходимого оборудования.

Регулирование при неизменной напорной характеристике насоса. Равенство расхода воды, подаваемого в нагнетательный трубопровод, часовому водопритоку может быть достигнуто при неизменной напорной характеристике насоса двумя способами: дросселированием нагнетательного трубопровода задвижкой и сбросом части воды в колодец. Графический анализ процессов, протекающих при этих способах регулирования, выполнен с использованием характеристик насоса ЦНС180. Увеличивая сопротивление сети aQ^2 (рис. 4.24,б) прикрыванием автоматически регулируемой задвижки 3, изменяем напорную характеристику трубопровода — пойдет круче (пунктирная кривая $(a+a_d)Q^2$) — в результате чего рабочий режим насоса из точки 1 переместится в точку 2 и подача насоса станет равной притоку. Кривая мощности у этих насосов такова, что с ростом напора мощность снижается (точки 1' и 2') — на значение ΔN_d .

Приращение мощности на регулирование $\Delta N_p = \Delta N_c \pm \Delta N_d$, где $\Delta N_c = \rho g Q_{\text{ч}} \Delta H_c$ — приращение мощности на потерю напора ΔH_c при η_d в результате дросселирования; ΔN_c — приращение мощности вследствие изменения режима, может быть положительным и отрицательным; ΔN_d — приращение мощности двигателя с изменением нагрузки.

Подставляя значения, получаем

$$\Delta N_p = \frac{\rho g Q_{\text{ч}} \Delta H_c}{\eta_d} \pm \Delta N_d. \quad (4.36)$$

В шахтных насосах с ростом напоров мощность снижается, поэтому приращение отрицательно.

Пример. Вариант первый. Принимаются: 10-колесный насос ЦНС180; отношение геометрической высоты к нулевому напору 0,85; приток 116 м³/ч, подача насоса и мощность в рабочем режиме 1 (рис. 4.24,б) соответственно 175 м³/ч и 300 кВт и коэффициент полезного действия $\eta = 0,6$.

Из графика видно, что при дросселировании нагнетательного трубопровода режим из точки 1 переходит в точку 2, при этом подача насоса равна притоку 116 м³/ч, потери напора на дросселирование 80 м и мощность уменьшается на 70 кВт, переходит из точки 1' в точку 2', коэффициент полезного действия насоса 0,6.

В зависимость (4.36) подставляем полученные значения

$$\Delta N_p = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 116 \cdot 80}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,6} - 70 = 43 - 70 = -27 \text{ кВт.}$$

Мощность на откачку воды снизилась на 27 кВт, следовательно, энергетическая характеристика центробежных насосов, применяемых в шахтном водоотливе, имеет форму, позволяющую эффективно регулировать насос дросселированием напорного трубопровода при неизменной частоте вращения. В качестве

средств регулирования можно использовать серийно выпускаемые приводные задвижки, управляемые автоматически по команде датчиков уровня воды в колодеце.

Недостатками такого способа являются рост напора, который может ограничивать предел регулирования, и наличие высокого давления, создающего дополнительные трудности при эксплуатации и увеличивающего удельную энергию по подъему воды.

Вариант второй. Снижение расхода воды во внешнюю сеть до часового водопритока и путем возврата части воды в колодец. Автоматическое открытие задвижки 4 (рис. 4.24,в) создает параллельную ветвь к основному напорному трубопроводу 5. Сложив напорные характеристики этих двух ветвей, получим суммарную (пунктирная кривая), пересечение которой с напорной характеристикой насоса дает режим 2, отличный от расчетного режима 1. Под напором, соответствующим режиму 2, во внешнюю сеть поступает расход, равный часовому водопритоку $Q_{\text{ч}}$, а по сбросному трубопроводу 5 в колодец поступает разность между подачей насоса Q' и водопритоком. В зависимости от притока изменяется сопротивление, автоматически управляемое задвижкой 4.

Приращение мощности на регулирование в этом случае

$$\Delta N_{\text{р}} = \frac{\Delta Q_{\text{с}} \rho g (H_{\text{т}} + a Q_{\text{ч}}^2)}{\eta} \pm \Delta N_{\text{д}}, \quad (4.37)$$

где $\Delta Q_{\text{с}} = Q'_{\text{н}} - Q_{\text{ч}}$ — расход воды, возвращаемый в колодец; $Q'_{\text{н}}$ — подача насоса в режиме 2 при работе на суммарную характеристику внешнего и сбросного трубопроводов, уравнение которой $H_{\text{т}} = \frac{Q^2}{1/\sqrt{a_{\text{с}}} + 1/\sqrt{a}}$ — сопротивление сбросного трубопровода; $\Delta N_{\text{д}}$ — приращение мощности при переходе работы насоса с режима 1 на режим 2, что является положительным фактором для шахтных центробежных электронасосных агрегатов.

Подача насоса, равная притоку, определится точкой 3 — пересечения прямой напора $H_{\text{т}}$ с характеристикой трубопровода aQ^2 .

Для тех же исходных данных сбрасываемый расход равен $75 \text{ м}^3/\text{ч}$, а сумма геометрической высоты и потерь напора в нагнетательном трубопроводе при расходе, равном притоку $116 \text{ м}^3/\text{ч}$, составляет 420 м , мощность двигателя (точки 1', 2') увеличивается на $\Delta N_{\text{д}} = 30 \text{ кВт}$.

Подставляя значение этих величин в уравнение (4.37), получаем

$$\Delta N_{\text{р}} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 75 \cdot 420}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,6} + 30 = 175 \text{ кВт}.$$

Преимущества способа регулирования со сбросом: регулирующая задвижка установлена на сбросном трубопроводе меньшего диаметра, чем основной напорный, поэтому автоматическое управление осуществляется проще и надежнее; режим работы насоса соответствует расчетному, что является в период эксплуатации рациональным. Недостаток — существенный расход энергии для поддержания режима работы насосной установки на приток.

Регулирование насосных установок изменением напорных характеристик при постоянной частоте вращения, подводом воздуха в насос. Подвод воздуха в насос осуществляется через всасывающий трубопровод ниже уровня воды в колодеце, но выше приемного клапана (точка М, рис. 4.25,а).

Между входом и точкой М имеются потери напора, обусловленные сопротивлением приемной решетки, клапана и участка трубопровода $l_{\text{п}}$. Под действием разности давлений атмосферного и в точке М подсоединения воздухопровода атмосферный воздух по трубопроводу 1 поступает во всасывающую трубу.

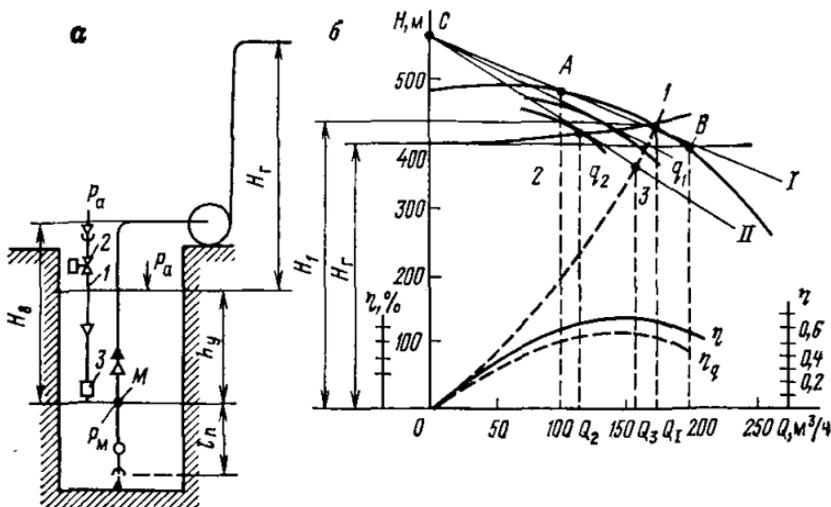


Рис. 4.25. Графический метод определения параметров при регулировании насосов впуском воздуха: схема установки (а); графическое решение (б)

Расход воздуха определится из зависимости

$$Q_B = \sqrt{\frac{p_a - p_m}{\rho_B g a_B}}$$

где Q_B — расход воздуха; p_a , p_m — давление соответственно атмосферное и в сечении, проходящем через точку M ; ρ_B — плотность воздуха, входящего в колесо, плотность свободного воздуха может быть принята $1,2 \text{ кг/м}^3$; g — ускорение свободного падения; a_B — сопротивление воздухоподводящего трубопровода. Давление в месте подвода воздуха $p_m = p_a + \rho g (h_y - a_n Q^2)$, где h_y — высота уровня воды над сечением; a_n — сопротивление участка трубопровода l_n ; Q — расход воды, равный подаче насоса.

Подставив вместо давления в сечении, проведенном через точку M , его значение и сделав элементарные преобразования, получим

$$Q_B = \sqrt{\frac{(a_n Q^2 - h_y) \rho}{a_B \rho_B}} \quad (4.38)$$

Из этой зависимости видно, что отличие притока от подачи насоса вызывает изменение высоты столба воды над сечением, проведенным через точку M (см. рис. 4.25, а), и, как следствие, расхода [см. формулу (4.38)] подаваемого в насос воздуха. С притоком, большим подачи насоса, уровень воды растет, расход воздуха уменьшается. Подача насоса увеличивается и становится равной притоку. При уменьшении притока уровень снижается, расход воздуха увеличивается, а подача насоса снижается.

Поступление воздуха приводит к изменению напорной характеристики насоса, степень которого определяется относительным рас-

ходом — количеством воздуха, приходящимся на 1 м^3 воды, $q = Q_{\text{в}}/Q$.

В сходственных режимах подача насоса уменьшается с поступлением воздуха по зависимости $Q_2 = Q_1(1-q)$, где Q_1 — подача насоса в режиме естественной характеристики; Q_2 — подача насоса на данную внешнюю сеть при относительной подаче воздуха q_2 (см. рис. 4.25,б).

Для определения необходимого расхода воздуха применяется графоаналитический метод с использованием линеаризации напорной характеристики методом секущей I , проводимой через крайние точки рабочей зоны A и B (рис. 4.25,б) естественной характеристики насоса. Точка пересечения этой прямой с осью ординат дает значение фиктивного нулевого напора. Из этой точки можно провести пучок линеаризованных характеристик, наклон которых зависит от относительного расхода воздуха, одинакового по всей прямой.

Основные параметры системы определяют следующим образом. Насос выбирается как обычно, рабочий режим определяется точкой 1 пересечения естественных напорных характеристик насоса и трубопровода, подача насоса должна равняться не менее 1,2-часовому притоку. На характеристике внешней сети определяют точку 2 , соответствующую часовому водопритоку Q_2 ; через точки 2 и C фиктивного нулевого напора проводится прямая II — линеаризованная напорная характеристика при соответствующем относительном расходе воздуха. На этой напорной характеристике находится режим 3 , сходственный с режимом 1 , определяемый как точка пересечения кривой пропорциональности с прямой II . Кривая пропорциональности строится по формуле $H = H_1 Q_3^2 / Q_1^2$.

Относительный расход воздуха определится по зависимости

$$q_2 = \frac{Q_1 - Q_3}{Q_1} \quad \text{и фактический расход воздуха — по формуле } Q_{\text{в}} = q_2 Q_3.$$

Зная расход воздуха, можно найти сопротивление воздухоподводящего трубопровода при известной подаче, равной часовому водопритоку, сопротивлению приемного узла и высоте уровня воды над сечением, проведенным через точку M (см. рис. 4.25,а). По сопротивлению определится диаметр воздухопровода 1 . Необходимо для определенных условий сопротивление настраивается вентилем 2 .

Практический внутренний диаметр воздухопровода 1 насосов с подачами до $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ рекомендуется принимать $0,025 \text{ м}$, свыше $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ — $0,03$ — $0,05 \text{ м}$. Гашение колебаний, вызванных рассогласованием между подводом воздуха и изменением подачи, достигается установлением у выходного конца воздухопровода демпфирующей емкости 3 . Объем ее для насосов подачами до $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ — $0,06 \text{ м}^3$ (отрезок трубы диаметром $0,2 \text{ м}$ и длиной $0,2 \text{ м}$) при больших подачах — $0,01 \text{ м}^3$.

Несоответствие между подачей насоса и водопритоком приводит к изменению уровня жидкости в колодце, что вызывает раз-

ные расходы подаваемого в насос воздуха, вследствие чего изменяется напорная характеристика насоса и соответственно рабочий режим. При наступлении равенства подачи и водопритока уровень жидкости и подача насоса стабилизируются. Свойство самонастраиваться обеспечивает действие системы без специальной аппаратуры управления. Глубина регулирования по подаче достигает 50%. Однако относительный расход воздуха не должен превышать 20%, так как при больших значениях наступает разрыв потока, что отрицательно сказывается на работе насосной установки.

Дополнительная мощность на регулирование практически не расходуется.

Потребляемая мощность в процессе регулирования снижается по сравнению с мощностью в рабочем режиме на естественной характеристике. Относительное ее снижение

$$\Delta N_p = \frac{N - N_p}{N} \quad \text{или} \quad \Delta \bar{N}_p = 1 - \frac{Q_2 H_2 \eta_1}{Q_1 H_1 \eta_2},$$

где Q_2 , Q_1 — расход соответственно часового водопритока и подачи насоса в рабочем режиме при естественной характеристике; H_2 , H_1 — напор на характеристике внешней сети соответственно при расходе, равном водопритоку, и нормальной подаче насоса; η_1 , η_2 — к. п. д. соответственно при напорной характеристике с воздухом и подаче, равной водопритоку, и в рабочем режиме на естественной характеристике.

Основные данные для ранее рассмотренного примера при регулировании задвижкой и частичным сбросом воды; водоприток составляет 116 м³/ч, нормальная подача — 175 м³/ч, напоры соответственно 420 и 440 м и к. п. д. 0,6. Относительное снижение мощности

$$\Delta \bar{N}_p = 1 - \frac{116 \cdot 420 \cdot 0,6}{175 \cdot 470 \cdot 0,5} = 0,22; \quad \Delta \bar{N}_p = 22\%.$$

Относительный расход воздуха

$$q = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 0,086, \quad q = 8,6\%.$$

Опыт эксплуатации автоматизированных водоотливных установок подтверждает эффективность такого способа регулирования. Так, на шахте № 2 «Водяная» ПО «Красноармейскуголь» подача насосов главного водоотлива регулировалась воздухом от 230 до 130 м³/ч, относительный расход воздуха составлял 11,4%, мощность при этом снизилась с 234 до 157 кВт. Относительное снижение мощности составило 32%.

Преимущества регулирования насосных установок подводом воздуха в насос: низкий расход энергии на регулирование в основном за счет снижения коэффициента полезного действия; большая глубина регулирования по подаче; снижение ее на 50—60%; возможность самонастройки системы на приток без специальной для этого аппаратуры; снижение трудоемкости по управлению и техническому обслуживанию насосных агрегатов (запуск и остановка агрегатов производятся 1 раз в сутки или реже и осуществляются

дежурным слесарем в соответствии с графиком профилактических осмотров).

Недостаток такого способа — возможность регулирования только на снижение подачи.

Вопросы для самопроверки

1. Преимущества работы на приток.
2. Преимущества и недостатки регулирования насосов частотой вращения.
3. Способы регулирования агрегатов при неизменной частоте вращения.
4. Принцип действия и основы расчета регулирования насосов впускном воздухе.

4.8. СХЕМЫ И СРЕДСТВА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ СНИЖЕНИЕ ДОЛИ РУЧНОГО ТРУДА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

Наибольшие затраты тяжелого неквалифицированного труда при эксплуатации шахтных водоотливных установок приходится на очистку водосборных емкостей от осевшего твердого материала.

По действовавшим нормативам водосборники строились практически горизонтальными с углами наклона 0,001 в сторону, противоположную приемным колодцам, или при гидравлическом смыве по правилам технической эксплуатации с уклонами 0,001—0,002 в сторону насосной камеры. Удаление твердого материала из водосборников горизонтальных выработок и приемных колодцев насосных камер из-за больших протяженностей и габаритов отстойника механизировать сложно и очистка осуществляется в основном вручную.

Для увеличения срока заиливания горизонтальных отстойников до допустимого по ПТЭ значения (30% от объема) в проектах новых шахт осаждение фракций крупнее 0,001 м предусматривается в специальной емкости, расположенной перед входом в водосборник, откуда удаление твердого материала осуществляется скреперами.

В этой схеме не решается основная задача ликвидации тяжелого ручного труда по очистке водосборников горизонтальных выработок и по техническому обслуживанию скреперных установок, работающих в условиях затопленных выработок.

Предварительные отстойники, в которых осаждается из воды твердое крупностью более 0,1 мм, рациональней строить вне водосборника, в местах, удобных для обслуживания с применением механизмов для очистки его от твердого.

Предварительный отстойник сооружается в выработке, соединяющей насосную камеру или вход в водосборник с магистральной. Осаждение твердых частиц осуществляется за счет снижения скорости воды до значений, когда гидравлическая крупность превышает вертикальную составляющую скорости потока [4, 13].

Горизонтальные отстойники непрерывного действия могут быть выполнены по двум схемам: 1) вода проходит

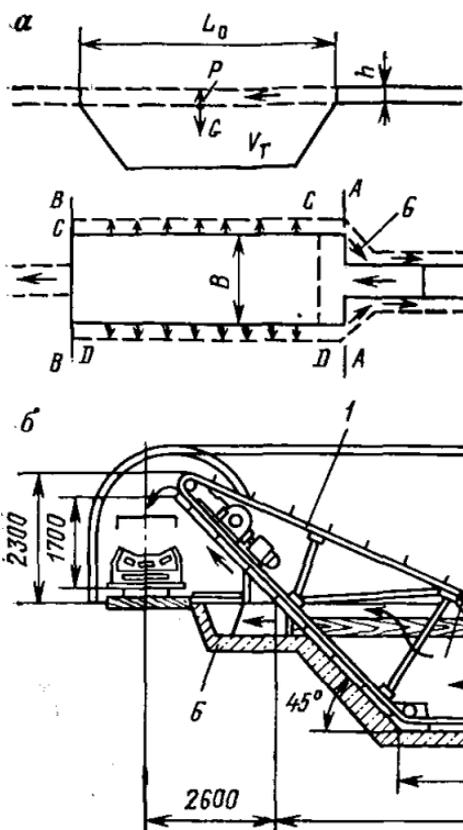


Рис. 4.26. Схемы шламового отстойника (а) и шламового конвейера (б)

через входное сечение А—А (рис. 4.26,а) и выходит через сечение В—В в отводящую канавку (показано пунктиром); 2) вода входит через сечение А—А, выходит через боковые сечения по периферии отстойника С—С и Д—Д и сливается в отводящую канавку б. Первая схема приемлема при расположении отстойника в проходной выработке, вторая обеспечивает лучшее осаждение твердого материала в тупиковой выработке.

Средняя скорость воды по отстойнику должна быть такой, чтобы вертикальная составляющая P сил, действующих на частицу твердого вверх, была меньше составляющей G , направленной вниз. Для частиц твердого, переносимого шахтной водой, эта скорость не должна превышать 0,1 м/с. Длина отстойника определяется из условий, что частицы твердого, находящиеся на поверхности потока в канавке, успели осесть в зумпф отстойника, ниже почвы отводящей канавки. Длину отстойника можно определить по следующим зависимостям:

$$t = h/v_n; L_0 = \sigma t; v_n = v_0 - \omega \text{ или } L_0 = \alpha \frac{v}{v_0 - \omega} h, \quad (4.39)$$

где h — глубина потока в приемной канавке; v_n — скорость движения частицы твердого вниз; v_0 — гидравлическая крупность

частиц (при размере 0,1—0,2 мм $v=9,6 \cdot 10^{-3}$); ω — вертикальная составляющая скорости (направление вверх); t — время, за которое частица с поверхности потока опустится ниже почвы канавки; v — средняя скорость потока по сечению предварительного отстойника; L_0 — минимально необходимая длина; α — коэффициент, учитывающий наличие в гидросмеси частиц различной крупности.

Ширина отстойника определится из зависимости

$$Bh = \frac{Q_ч}{3600 v} \quad \text{или} \quad B = \frac{Q_ч}{3600vh}, \quad (4.40)$$

где B — ширина отстойника; $Q_ч$ — максимальный часовой водоприток; h — толщина проточного слоя, равная глубине в подводящей канавке; v — средняя скорость движения воды в отстойнике, которая может быть выбрана исходя из значения вертикальной составляющей, если $v < 0,09$ м/с, то $\omega = 0,01 v$, если $v = 0,09 \div 0,130$, то $\omega_T = (0,03 \div 0,6) v$.

Вертикальная составляющая должна быть меньше гидравлической крупности частицы v_0 .

Зная крупность частиц, допустимое значение вертикальной составляющей, можно наметить возможные значения средней скорости, которые и определяют основные размеры предварительного отстойника [формулы (4.39), (4.40)].

Ширина отстойника должна на 20—30 % быть меньше ширины выработки, в которой он сооружается, в противном случае ширину надо уменьшить, увеличив среднюю скорость и длину отстойника.

Объем нижней части отстойника определяется количеством осаждающегося твердого из воды в периоде между чистками:

$$V_T = \frac{24q_T Q_2}{z} \left(\frac{Q_T}{q_T Q_ч} - 1 \right), \quad (4.41)$$

где V_T — необходимый объем нижней части отстойника; Q_T — производительность по твердому средств очистки; z — число чисток в сутки; q_T — содержание твердого в 1 м³ воды, можно принимать $q_T = 0,0015 \div 0,005$.

Размеры и форма этого объема определяются габаритами средств, используемых для удаления твердого.

Очистку предварительного отстойника от твердого материала можно производить: шламовыми эрлифтами, вакуум-эрлифтами, шламовыми насосами, гидроэлеваторами (см. раздел 4).

Наиболее эффективными являются механические средства, скреперы, шламовые конвейеры, которые одновременно с транспортом сгущают твердое до влажности, допустимой для погрузки его в вагонетки или на конвейер.

В шламовом конвейере, установленном в отстойнике (рис. 4.26,б), пластинчатая лента 1 движется по металлической конструкции, скребки нижней ветви захватывают твердый материал из емкости 2 и переносят его на конвейер или в вагонетки.

Объем W_T для сбора твердого 4 определяется в зависимости от содержания его в воде и организации очистки. Глубина нижнего уровня воды должна не превышать допустимой геометрической высоты всасывания насоса.

Требуемые объемы водосборников (аварийный и регулировочный) обеспечиваются проведением в сторону приемных колодцев наклонных выработок 6, пройденных с уклоном не менее 5° .

Вода в наклонный водосборник 6 поступает снизу вверх уже частично осветленная. Вследствие большого наклона почвы выработки 6 и свободного выхода твердое смывается в зумпф. Свободный выход обеспечивается расположением почвы наклонной выработки на 0,5—1 м выше нижнего уровня воды. Такие водосборники являются самосмывающимися. Эта схема может быть рекомендована для участков и шахт.

Водоотливная установка, исключая необходимость очистки водосборников от твердого. Схема установки разработана в Донецком политехническом институте и успешно эксплуатируется на ряде шахт Донбасса.

Шахтная вода, текущая по канавкам горных выработок, направляется по подводящей канавке 1 (рис. 4.27,б), проходит через предварительный отстойник 2 и поступает в центральный водосборный колодец 3, откуда основными насосами 4 откачивается на поверхность или на верхний горизонт. Твердое, осевшее в предварительном отстойнике, шламовым конвейером 5 грузится в вагонетки 6 или на конвейер.

В период остановки основных насосов вода переливается из центрального водозаборного колодца в регулировочный водосборник 7, а во время работы насосов перекачивается гидроэлеватором 8 в центральный колодец.

В соответствии с Правилами безопасности в схеме предусмотрен аварийный водосборник 9. При аварийной ситуации вода из центрального колодца переливается в аварийный водосборник 9 через отверстие, расположенное выше регулировочного отверстия. После ликвидации аварийной ситуации вода гидроэлеватором 10 откачивается из этой емкости в центральный колодец.

Регулировочный и аварийный водосборники выполнены незаливающимися и самосмывающимися. Это обеспечивается двумя факторами: вода заполняет водосборник снизу вверх с малой скоростью, поэтому угольная мелочь оседает в приямокх регулировочного и аварийного колодцев, откуда гидроэлеваторами откачивается в центральный колодец и удаляется основными насосами; осевшее твердое смывается водой в период откачки, для этого угол наклона почвы водосборников делается не менее 5° и почва водосборника находится на 0,5 м выше верхнего уровня воды в приямке, что обеспечивает свободный слив. Такая конструкция водосборников стала возможной вследствие того, что глубина их заложения не связана с ограничивающей ее геометрической высотой всасывания насоса и определяется напором перекачивающих средств, который может быть любым.

Основная насосная установка проектируется по обычной методике. Целесообразней применять эту схему на участковом и главном шахтном водоотливах, в воде которых содержится много твердого.

На ряде шахт «Родинская» ПО «Красноармейскуголь», «Грудовская» ПО «Донецкуголь» и других эти схемы эксплуатируются несколько лет и исключают тяжелый ручной труд по очистке водосборников.

Схемы и средства очистки водосборных емкостей от твердого. В шахтах имеется ряд водосборных емкостей, которые требуют очистки их от осевшего твердого. Это приемные колодцы насосных установок, зумпфы скиповых и клетьевых стволов.

Различают две группы схем — удаление твердого с непосредственной погрузкой его на механические транспортные средства в вагонетки или конвейер; гидротранспорт горной массы из водосборных емкостей в шламонакопитель, откуда после осветления воды она погрузочными машинами грузится на транспортные средства.

Твердое может удаляться: механическими средствами — скреперами; шламовыми конвейерами; эрлифтами, поднимающими гидросмесь высокой концентрации, сгущенную до состояния, пригодного для погрузки на транспортные средства.

Шламовый эрлифт. В одной из возможных схем очистки зумпфа ствола от твердого горная масса, просыпавшаяся при загрузке и разгрузке скипов, улавливается бункером 3 (рис. 4.28,а), грузится в сосуд 5 одноконцевого подъема или на конвейер и транспортируется ими в околоствольный двор. Часть горной массы, поступившей в зумпф, удаляется оттуда с помощью шламового эрлифта, который состоит из подъемной трубы 6, устройств — подводящего 8 и для разделения гидросмеси 4. Пуск эрлифта производится открыванием задвижки на трубопроводе 2, по которой сжатый воздух поступает в смеситель 7, расположенный в подводящем устройстве 8. Так как входное отверстие трубы подпитки 1 находится ниже уровня воды в зумпфе ствола, то вода по ней непрерывно поступает в подводящее устройство 8, размывает твердый материал (даже слежавшийся) и образует гидросмесь, которая по подъемной трубе 6 поднимается и поступает в устройство 4 для разделения гидросмеси. Здесь происходит разделение трехфазной смеси — воздух уходит в атмосферу, вода возвращается в зумпф, а сгущенный твердый материал поступает в сосуд 5 или на конвейер. Остановка эрлифта производится прекращением подачи сжатого воздуха по трубопроводу 2. Вода из зумпфа удаляется насосом. Эффективной работа эрлифта будет, если отношение глубины погружения смесителя h к полной высоте подъема $(H+h)$ находится в пределах 0,3—0,6.

Устройство для разделения гидросмеси (рис. 4.28,а) состоит из двух частей — дугового патрубка 2, к которому по подъемному трубопроводу 1 подводится гидросмесь, и щелевого сита 3,

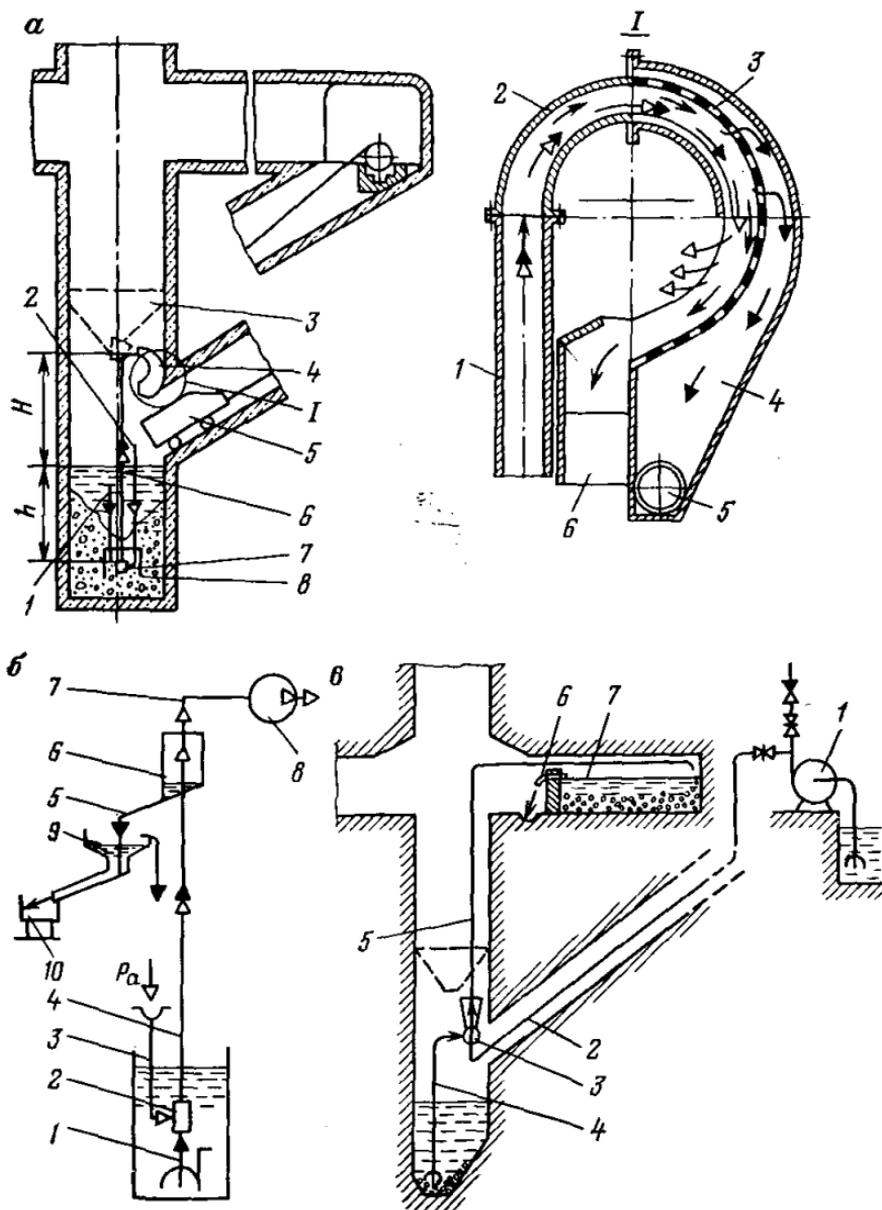


Рис. 4.28. Схемы очистки зумпфов стволов и колодцев от твердого:
 а — шламывм эрлифтом; б — вакуумным эрлифтом; в — гидроэлеватором

заклученного в кожух 4, содержащий сливной трубопровод 5 для отвода воды и лоток 6 для отвода твердого материала.

Вакуумный эрлифт. Откачку воды с одновременным удалением твердого из приемных колодцев насосных камер и зумпфов стволов глубиной менее 50 м можно успешно осуществлять вакуумными эрлифтами (рис. 4.28, б). Вакуум-насос 8 через трубо-

провод 7 создает разрежение в воздухоотделителе 6, в результате чего под действием атмосферного давления P_a в подъемном трубопроводе 4 происходит подъем жидкости (или гидросмеси). Давление в смесителе 2 уменьшается до такой степени, что атмосферный воздух через трубопровод 3 поступает в смеситель, где образуется водовоздушная смесь, которая по подъемному трубопроводу 4 поднимается в воздухоотделитель 6. Отсюда воздух отсасывается вакуум-насосом 8 и удаляется в атмосферу, а жидкость (или гидросмесь) по барометрической трубе 5 поступает в приемную емкость 9 и далее по пульповоду сбрасывается в вагонетку 10.

Удаление твердого из зумпфов и приемных колодцев гидротранспортом с помощью гидроэлеваторов и грунтовых насосов из-за отношения объемов жидкости к твердому свыше пяти требует применения специальных выработок, шламонакопителей, в которые подается гидросмесь для сгущения. В гидроэлеватор 3 (рис. 4.28,в) от шахтного насоса 1 по трубопроводу 2 подается рабочая вода, по подводящему трубопроводу 4 вода вместе с твердым поступает в гидроэлеватор и по трубопроводу 5 подается в шламонакопитель 7. В шламонакопителе осветленная вода через патрубок 6 сливается в канавку и поступает в водосборник. Сгущенный шлам убирается породопогрузочной машиной. Вместо гидроэлеватора может быть применен вертикальный шламовый насос.

Вопросы для самопроверки

1. На чем основывается действие предварительного отстойника?
2. Какие применяются средства удаления твердого из предварительного отстойника?
3. Какие условия необходимо выполнять для того, чтобы в водосборнике не скапливалось твердое?
4. Как в схеме обеспечивается непрерывная очистка водосборников от твердого с подачей его на механический транспорт?
5. Какие схемы и средства применяются для очистки зумпфов, стволов и приемных колодцев от твердого?

4.9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР В ШАХТНЫХ ВОДОУЛИВНЫХ УСТАНОВКАХ И МЕРЫ БОРЬБЫ С НИМ

Физической основой гидравлического удара является возникновение колебаний давления вследствие местного изменения скорости в пространстве, заполненном упругим газом или жидкостью.

Скорость распространения волны давления в неограниченном пространстве, заполненном водой, равна 1430 м/с. Из-за увеличения сечения трубопровода при росте давления скорость снижается. Степень изменения сечения и скорости распространения волны давления в трубопроводе зависит от диаметра, материала и толщины стенок. Для стальных трубопроводов, применяемых

в шахтных водоотливных установках, с достаточной степенью точности можно считать ее равной 1300—1500 м/с.

Время, в течение которого волна пройдет от места возмущения до места отражения и обратно, называется фазой волны и определяется по формуле

$$T=2l/C, \quad (4.42)$$

где l — длина трубопровода между местом возникновения возмущения и местом отражения; C — скорость распространения волны.

Если время, в течение которого происходит изменение скорости, равно или менее фазы волны, то удар будет прямым и прирост давления определится по формуле Н. Е. Жуковского

$$\Delta p_y = \rho C \Delta v, \quad (4.43)$$

где ρ — плотность жидкости; $\Delta v = v_2 - v_1$ — изменение скорости; v_2 и v_1 — соответственно конечная и начальная скорость. При $v_2 = 0$ приращение давления

$$\Delta p_y = \pm \rho C v_1. \quad (4.44)$$

Амплитуда ударного давления в зависимости от направления скорости может быть положительной, если скорость направлена к месту возмущения, или отрицательной, если от него.

Частота колебаний давления

$$f = C/4l. \quad (4.45)$$

В условиях шахтного водоотлива длину трубопровода можно принимать на 100 м больше геометрической высоты. Учтя это и принимая скорость $C = 1300$ м/с, получаем выражение для приближенного значения частоты колебаний шахтного трубопровода, вызванных гидравлическим ударом, $f = \frac{325}{H_r + 100}$.

Оценка возможных параметров гидравлического удара проводится для наиболее тяжелых условий — прямого гидравлического удара,

$$p_y = p_r + \rho C v, \quad (4.46)$$

где p_y , p_r — давление соответственно при ударе и создаваемое геометрической высотой.

Перед приемкой трубопроводов в эксплуатацию проводят их гидравлическое испытание. По стандарту пробное давление принимается на 25 % больше максимального рабочего. Следовательно, $p_{пр} = 1,25 p_p$, где $p_{пр}$ и p_p — соответственно пробное и рабочее давление.

Скорость воды в шахтном нагнетательном трубопроводе находится в пределах 2—3 м/с. Для этих данных построены графики частоты колебаний, ударного и пробного давлений от геометрической высоты H_r (рис. 4.29). Прямые ударного давления p_{y1} и p_{y2} построены для скоростей воды соответственно 2 и 3 м/с. Из графика следует, что ударное давление отличается от

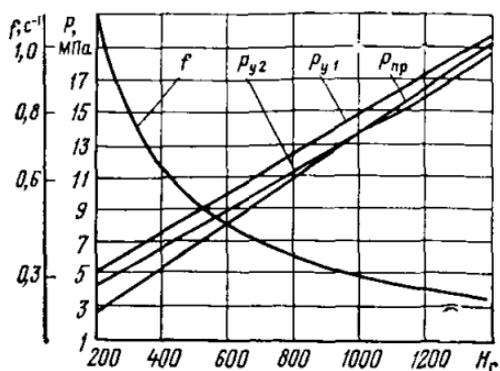
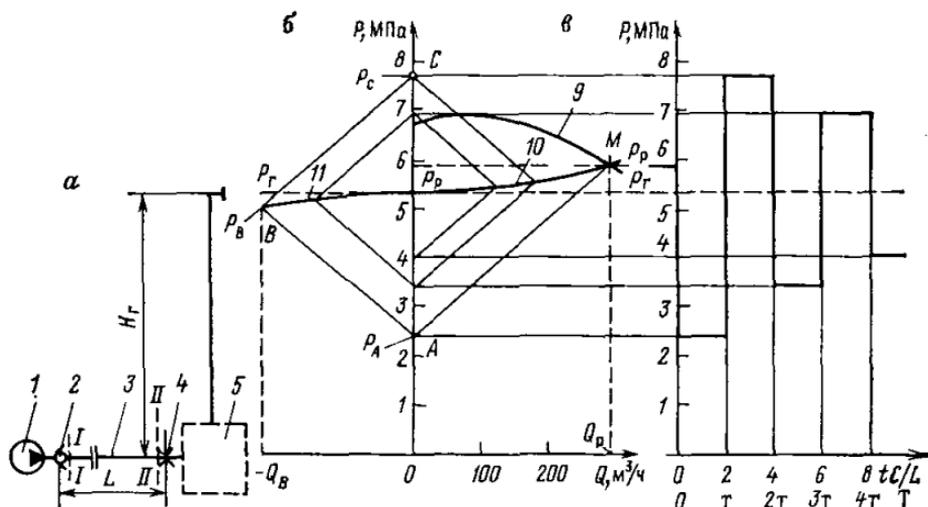


Рис. 4.29. Графики давлений в трубопроводе и частоты колебаний труб в зависимости от геометрической высоты, вызванные прямым гидравлическим ударом

Рис. 4.30. Графический способ расчета колебаний давления у обратного клапана при прямом ударе:

а — схема установки; б — графический расчет; в — график колебания давления во времени



пробного не более чем на 15 %, а при скорости 2 м/с при геометрических высотах свыше 600 м пробное давление практически равно ударному.

Такой прирост давления при гидравлическом ударе, даже в самых тяжелых условиях, не опасен для нагнетательного шахтного трубопровода.

Частота колебаний давления f [формула (4.45)] снижается с ростом геометрической высоты. Систематически повторяющиеся колебания давления с высокими амплитудами и низкими частотами могут привести к нарушению герметичности трубопроводов. В общем случае резкие изменения скорости могут возникнуть в насосных установках при пуске, остановке и регулировании. Однако опасные колебания давления в шахтных водоотливных установках наблюдаются только при отключении двигателей насосов.

Частота колебания ниже $0,6 \text{ с}^{-1}$ возникает при глубинах более 400 м. Значение ее равно собственной частоте колебаний трубопровода, поэтому возникает опасность резонанса, в результате которого трубопровод может быть разрушен. Поэтому нор-

мативными документами на проектирование при глубинах 400 м и больше необходимо предусматривать специальные устройства для защиты трубопроводов от гидравлического удара.

Изменения давления в начальном сечении трубопровода при прямом ударе. При расчете колебаний давления, возникающих в трубопроводе водоотливной установки в переходных режимах, используем модель (см. раздел 2.5), состоящую из электронасосного агрегата 1 (рис. 4.30,а); обратного клапана 2; горизонтальной линии 3 длиной, равной всей геометрической длине трубопровода, в которой отсутствуют потери напора; местного сопротивления 4, расположенного на выходе из линии 3 и равному всему сопротивлению трубопровода; условной полости 5, давление в которой определяется геометрической высотой и плотностью жидкости: $p_r = \rho g H_r$. Давление это постоянно и не зависит от режимов работы установки; на графике (рис. 4.30,б,в) представлено пунктирной прямой.

Анализ колебаний давления с получением количественных параметров проведем для установки, состоящей из насоса ЦНС 300-600, трубопровода длиной $L=650$ м, диаметром $d=0,2$ м и сопротивлением $a=56,7 \cdot 10^5$ с²/м⁵ при геометрической высоте подъема $H_r=540$ м.

Предполагаем, что момент инерции ротора электронасоса мал и поэтому при остановке двигателя обратный клапан закроется мгновенно, т. е. в систему будет внесено возмущение, вызывающее колебания давления, скорость воды в сечении I—I упадет до 0 за время, меньшее фазы [формула (4.42)]. В результате произойдет прямой удар [формула (4.43)], при котором волновая характеристика трубопровода графически представится наклонной прямой [формула (2.79)].

Во время нормальной работы насоса давление во входном I—I и выходном II—II сечениях (см. рис. 4.30,а) одинаково и определяется характеристикой трубопровода $p = p_r + \rho g a Q^2$ (кривая 10 на рис. 4.30,б). Пересечение характеристик 9 и 10 соответственно насоса и трубопровода определяет рабочий режим: подачу насоса $Q_p=300$ м³/ч и давление $p_p=5,4+0,58=5,98$ МПа (см. рис. 4.30,б).

После закрывания обратного клапана в сливном трубопроводе, примыкающем непосредственно к клапану, расход падает до 0 и происходит гидравлический удар, вследствие чего возникает волна давления, которая перемещается к выходному сечению — появляется положительный расход. Давление в этом сечении определяется напорной характеристикой трубопровода. В момент закрывания клапана давление в сечении II—II равно рабочему (точка М).

Давление в сечении I—I определится пересечением волновой характеристики М—А трубопровода с ординатой нулевого расхода. В нашем примере $p_A=2,5$ МПа. За время L/c волна достигнет выходного сечения. Слой воды, находящийся непосредственно у входа в полость 5 (см. рис. 4.30,а), окажется в со-

стоянии неустойчивого равновесия, и под действием разности давлений между p_B в полости 5 и p_A в сечении I—I вода втекает в трубопровод, появляется отрицательный расход — скорость направлена в сторону клапана. Давление в выходном сечении в зависимости от отрицательного расхода Q описывается уравнением $p = p_B - \rho g Q^2$ и графически характеристикой II (см. рис. 4.30,б) трубопровода.

Поток с давлением p_B и расходом Q_B подходит к клапану, который закрыт, и поэтому расход падает до 0 — возникает гидравлический удар, волна которого движется к выходному сечению. Давление p_A определяется точкой С, полученной пересечением волновой характеристики трубопровода ВС, проведенной из точки В, с ординатой нулевого расхода, и в нашем примере составляет 7,7 МПа, или почти в 1,3 раза больше рабочего.

Используя рассмотренный метод, можно описать дальнейшее протекание процесса колебаний.

В течение времени $2L/C$ (фазы волны) давление непосредственно у обратного клапана остается постоянным.

На рис. 4.30,в показан график изменения давления в зависимости от времени начала возмущения (закрывание обратного клапана). Значения давления определяют точки пересечения волновых характеристик трубопровода с ординатами нулевых расходов.

Получив значение давления и зная, что оно в течение одной фазы остается постоянным, можно построить график изменения давления у клапана во времени.

Непрямой гидравлический удар. В действительности после отключения насоса, как уже отмечалось, частота вращения ротора падает до нуля не мгновенно, а плавно, в течение относительно длительного промежутка времени. Закрывание клапана происходит медленно и давление в начальном сечении трубопровода постепенно снижается. Характер этого снижения определяется интенсивностью уменьшения частоты вращения ротора насоса.

С достаточной для практики точностью частоту вращения ротора для произвольного момента времени можно рассчитывать по выражению

$$n = \frac{n_p T_a}{T_a + t}, \quad (4.47)$$

где n_p — частота вращения в рабочем режиме до возмущения; $T_a = \frac{\pi n_p \Sigma J}{30 M_p}$ — постоянная времени агрегата; ΣJ — суммарный (электродвигателя и насоса) момент инерции ротора; M_p — момент на валу в рабочем режиме; t — время после отключения.

Момент инерции ротора насоса в справочниках обычно не приводится. В сравнении с моментом инерции ротора электродвигателя он незначителен. Потому при расчетах частоты вращения по зависимости (4.47) в первом приближении вместо по-

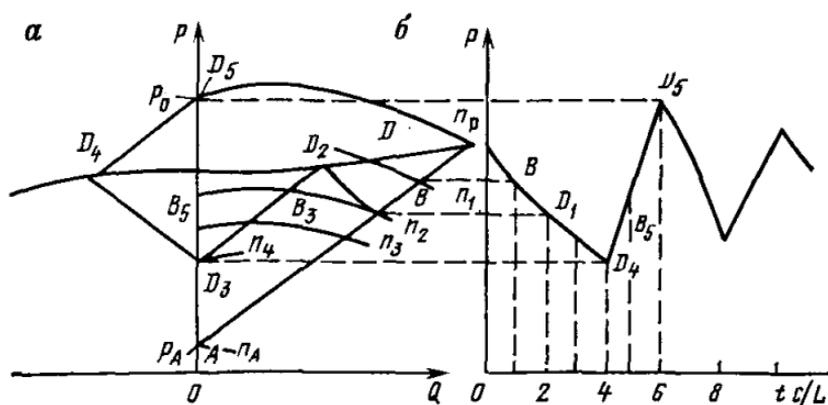


Рис. 4.31. Графический способ расчета колебаний давления у обратного клапана при непрямом ударе:
 а — графический расчет; б — график колебаний давлений во времени

стоянной времени агрегата можно подставлять постоянную времени двигателя с поправочным коэффициентом 1,15.

В период времени $2L/C$ частота вращения ротора

$$n_2 = \frac{n_p T_a}{T_a + 2L/C}.$$

Найдем частоту вращения n_A , при которой давление насоса p_A (рис. 4.31) соответствует точке пересечения волновой характеристики трубопровода с осью ординат. Искомая частота вращения в соответствии с законами пропорциональности $n_A = n_p \sqrt{p_A/p_0}$, где p_0 — давление насоса при рабочей частоте вращения n_p и нулевой подаче. Если (рис. 4.31,а) частота вращения n_2 будет меньше частоты n_A , то гидравлический удар при отключении двигателя окажется прямым. В случае если частота вращения n_2 больше n_A , то гидравлический удар будет непрямым.

При непрямом ударе и незначительном различии частот вращения n_2 и n_A амплитуды колебания давления также мало будут отличаться от амплитуд прямого удара. Если n_2 значительно отличается от параметра n_A , то ударные давления могут оказаться незначительными и неопасными для установки.

График изменения давления у обратного клапана при выбеге ротора насоса определится, если построить характеристики насоса по условиям пропорциональности для частот вращения, установленных по зависимости (4.47). При этом время после отключения принималось равным L/C , $2L/C$, $3L/C$ и $4L/C$, что соответствует n_1 , n_2 , n_3 и n_4 . По ранее рассмотренному способу строятся кривые изменения давления (рис. 4.31,б).

Пересечения характеристик насоса с волновой характеристикой определяют давление во входном сечении (точки В, D). При частоте n_4 обратный клапан закрывается и в дальнейшем закон изменения давления протекает как при прямом ударе — прямые

$D_2—D_3$, $D_3—D_4$ и $D_4—D_5$. Точка D_5 определит максимальное давление, которое значительно меньше, чем при прямом ударе.

Защита водоотливных установок от гидравлических ударов. Выше отмечалось, что опасными бывают только гидроудары, обусловленные отключением двигателя. Отключения могут быть плановыми и аварийными. В первом случае для предотвращения недопустимых колебаний давления в шахтной практике почти исключительно используется плавное, достаточно продолжительное закрывание задвижки на нагнетании перед отключением двигателя.

Если задвижка перекрывает нагнетательный трубопровод полностью за время, равное или меньшее $2L/C$, то при этом максимальное давление в соответствии с изложенным достигает значения при прямом гидравлическом ударе.

Плавное перекрытие задвижки за время, большее $2L/C$, вызывает возникновение непрямого гидравлического удара и соответственно уменьшение ударного давления в сравнении с прямым.

Исследования показали, что для надежного гашения гидравлического удара время снижения скорости от рабочей до нуля должно быть не менее $4L/C$.

Это время приближенно может быть определено по зависимости $t_3 = 2\rho vl / \Delta p_y$, где ρ — плотность жидкости; v — скорость воды в трубопроводе; l — длина трубопровода; Δp_y — минимальное ударное давление. Минимальное ударное давление можно принимать равным половине приращения давления при гидравлическом испытании трубопровода, что составит $\Delta p_y = 0,12 p_p$. Подставив вместо ударного давления его значения, через давление в рабочем режиме и числовое значение плотности воды, равное 1020 кг/м^3 , получим формулу для определения минимального необходимого времени, в течение которого следует плавно снижать скорость до нуля,

$$t_3 = 0,017 \frac{vl}{p_p}, \quad (4.48)$$

где v — скорость воды в трубопроводе в рабочем режиме; p_p — давление в рабочем режиме, МПа.

Намечая время закрывания задвижки, надо учитывать, что существенно ее сопротивление изменяется только на последней четверти хода. Рассчитанное время должно соответствовать закрыванию этой части хода. Поэтому, если задвижка при нормальной работе была полностью открыта, то время ее перекрытия надо увеличивать в 3—4 раза в сравнении с полученным по формуле (4.48).

Более точная программа управления задвижкой может быть намечена в результате учета всех факторов, влияющих на протекание изменения давления (в основном характеристики задвижки).

При аварийном отключении двигателя управляемая задвижка для защиты от гидравлических ударов не может быть исполь-

зована. В этом случае из множества известных средств защиты в шахтном водоотливе используются в основном гасители гидравлических ударов. Сущность их рабочего процесса сводится к отводу из трубопровода за обратным клапаном соответствующим образом изменяющегося во времени расхода воды.

Гаситель является универсальным средством, защищающим установку как при аварийных, так и плановых отключениях двигателя.

Для выяснения характера процессов, происходящих в системе с гасителем, и рассмотрения методики выбора основных параметров последнего (сопротивление сбросной линии, закон его изменения во времени) обратимся к простейшему случаю, когда частота вращения вала агрегата после отключения двигателя падает до нуля мгновенно, что допустимо, так как выбег ротора только уменьшает размах колебаний давления. Зададимся условием — в переходном процессе давление в трубопроводе не должно подниматься выше рабочего.

Предположим, что сливной трубопровод 3 гасителя 2 открывается скачком в момент отключения двигателя 1 (рис. 4.32,а). Если бы гаситель отсутствовал, то непосредственно после мгновенного торможения ротора давление в трубопроводе снизилось бы до p_B (рис. 4.32,б). Гаситель 2 (см. рис. 4.32,а) со сливным трубопроводом 3 устанавливается за обратным клапаном в линии нагнетания насоса 1. Рабочий режим установки (точка А, рис. 4.32,б) с геометрической высотой H_r характеризуется напором H_p и подачей Q_p . Если бы гаситель отсутствовал, то мгновенная остановка насоса привела бы к снижению давления в трубопроводе до значения p_B (рис. 4.32,в). Предположим, что гаситель 2 (см. рис. 4.32,а) в момент отключения насоса 1 полностью открывает сливной трубопровод 3, характеристика которого — кривая 4 (см. рис. 4.32,в) становится граничной для начального сечения 1—1 (см. рис. 4.32,а). Давление снижается

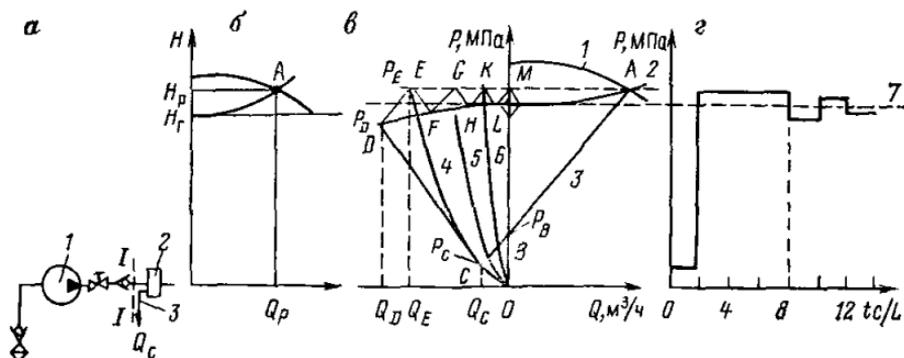


Рис. 4.32. Гидравлическая схема и графический анализ действия гасителя гидравлического удара:

а — гидравлическая схема; б — рабочий режим; в — графический расчет изменений давлений в начальном участке трубопровода при работе гасителя; г — график изменения давлений во времени при работе гасителя

до значения p_c (см. рис. 4.32,в), через сливной трубопровод установится расход Q_c . Точка C определяется пересечением с кривой 4 волновой характеристики трубопровода 3, проведенной из точки A рабочего режима, являющейся общей в напорных характеристиках насоса 1 и сети 2. Волна с параметрами p_c , Q_c пойдет к выходному сечению и через время L/C там установятся давление p_D и расход Q_D . Через время $2L/C$, прошедшее с момента отключения насоса, волна с параметрами точки D подойдет к начальному сечению, где находится открытый сливной трубопровод с характеристикой 4; давление и расход станут равными соответственно p_E и Q_E .

Условно будем считать, что гаситель изменяет сопротивление сливного трубопровода ступенчато: во время $4L/C$ оно соответствует кривой 5, $6L/C$ — кривой 6; во время $8L/C$ сопротивление становится равным бесконечности — сливной трубопровод полностью перекрыт. Параметры режимов при ступенчатом закрытии гасителя в начальном сечении будут соответствовать точкам G , K , M , а в выходном — F , H , L . В дальнейшем процесс завершится низкоамплитудными колебаниями давления кривая 7 (рис. 4.32,г).

Гасители гидравлических ударов бывают прямого и непрямого действий. Первые характеризуются тем, что перемещение исполнительного элемента — сливного клапана осуществляется непосредственно измерительным устройством. В гасителях непрямого действия эта операция реализуется вспомогательным приводом, использующим энергию усилителя.

Гасители прямого действия проще, но их чувствительность связана с уплотняющим усилием на клапане. При требуемой чувствительности усилие оказывается недостаточным, что быстро приводит в процессе эксплуатации на загрязненной жидкости к потере герметичности.

Гасители непрямого действия свободны от этого недостатка. Для них характерны меньшие габариты.

Для примера рассмотрим работу гасителя гидравлических ударов Донецкого политехнического института. Гаситель состоит из сливного клапана 1 (рис. 4.33), гидропривода 2, управляющего клапана 3, дифференциального поршня 4, запоминающего блока 5. Давление под поршнем 6 изменяется с запаздыванием при перетоке жидкости через отверстие большого гидравлического сопротивления.

При стационарном режиме водоотливной установки давление во всех внутренних полостях, связанных с трубопроводом, одинаково. Управляющий и сливной клапаны перекрыты. После отключения насоса давление в системе падает. На дифференциальном поршне сравниваются текущее значение давления и «запомненное». Когда разница между ними достигает значения настройки, поршень перемещается, открывается управляющий клапан и полость гидропривода сообщается с атмосферой. Под действием давления в защищаемом трубопроводе сливной клапан

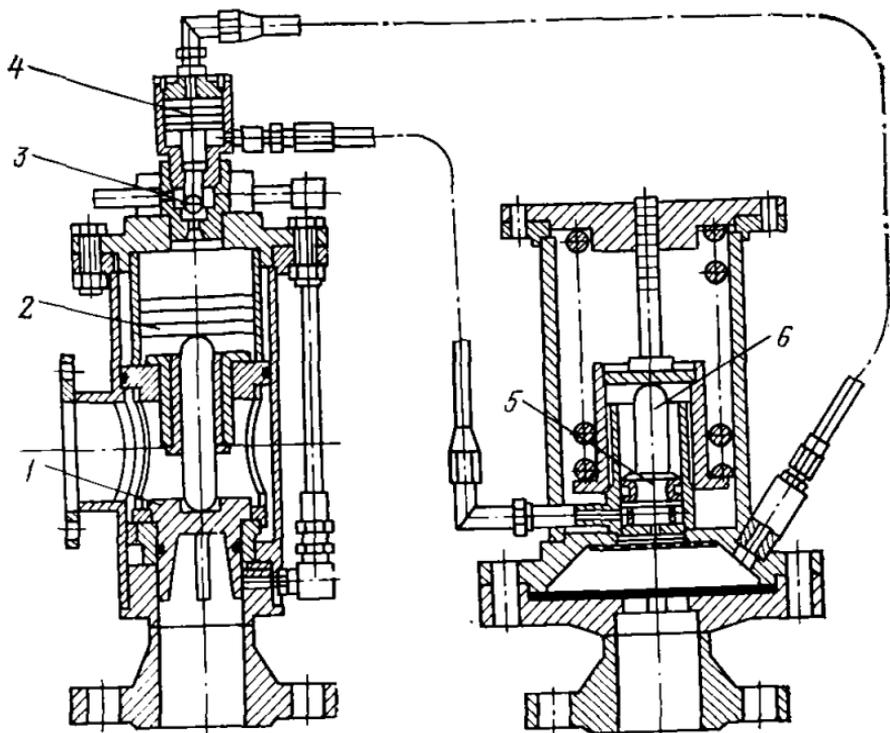


Рис. 4.33. Конструктивные элементы гасителя гидравлического удара

достаточно быстро открывается, начинаются слив воды и гашение гидравлического удара. Впоследствии, когда давление в запоминающем блоке снизится, дифференциальный поршень возвратится в исходное положение, управляющий клапан закроется и в полость гидропривода начнет поступать вода, производя плавное перекрытие слива. Скорость перемещения сливного клапана определяется гидравлическим сопротивлением линии, подводящей воду в полость гидропривода.

Пример. Определить прирост давления и частоту колебаний водяного столба в трубопроводе, вызванные гидравлическим ударом, если длина трубопровода $l=1000$ м, диаметр трубопровода $d=0,25$ м, подача насоса $Q=360$ м³/ч, скорость распространения ударной волны $C=1300$ м/с, плотность воды $\rho=1020$ кг/м³. Находим фазу гидравлического удара [(формула (4.42)] $T=2 \cdot 1000/1300=1,54$ с.

Средняя скорость воды в трубопроводе $v = \frac{4Q}{3600\pi d^2}$ и для нашего случая $v = \frac{4 \cdot 360}{3600\pi \cdot 0,0625} = 1,88$ м/с. Снижение скорости до нуля ($\Delta v=1,88$ м/с) происходит за время меньше фазы, поэтому в трубопроводе происходит прямой гидравлический удар и приращение давления определится по формуле (4.43):

$$\Delta p = 1020 \cdot 1300 \cdot 1,88 = 2,49 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,49 \text{ МПа.}$$

Частота колебания [(формула (4.45)] $f = \frac{1300}{4000} = 0,325$ с⁻¹, что соизмеримо с частотой собственных колебаний трубопровода.

Вопросы для самопроверки

1. Чем объясняется возникновение гидравлического удара в трубопроводе?
2. Какую опасность вызывает возникновение гидравлического удара в трубопроводе?
3. Каково влияние на протекание гидравлического удара времени выбега ротора насосной установки после нештатного отключения электроэнергии?
4. Назовите средства, применяемые для защиты насосных установок от гидравлического удара.

4.10. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТАЦИОНАРНОЙ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ

Общие положения. В состав шахтной стационарной водоотливной установки входит как электромеханическое оборудование (электронасосные агрегаты, аппаратура управления, нагнетательный и подводный трубопроводы), так и горные выработки (насосная камера, водосборники, трубный, транспортный и вентиляционный ходки).

Проектирование и устройство шахтных стационарных установок основываются на выполнении нормативов, принятых в Правилах безопасности и технической эксплуатации угольных и сланцевых шахт [15, 17, 21].

В зависимости от глубины и места расположения главной водоотливной установки возможны две гидравлические схемы водоотлива — прямая откачка воды насосом на поверхность и ступенчатая (см. раздел 4.1). Предпочтительней прямая откачка, так как при этом технико-экономические показатели (затраты на откачку 1 м³) меньше, чем при ступенчатой.

Принимать ступенчатую схему приходится, если высота водоподъема или мощность двигателя превышает соответственно напор и мощность наибольших шахтных электронасосов необходимой подачи. Ступенчатая схема может быть также применена при проведении на шахте работ одновременно на нескольких горизонтах. Выполняется она путем последовательной работы насосов, находящихся на разных горизонтах (см. раздел 4.1, рис. 4.1, в, г), или независимой работы насосов, расположенных на разных горизонтах, при наличии на каждом из них водосборников. Второй вариант предпочтительнее по следующим соображениям: он более гибок, режимы работы насосов, находящихся на разных горизонтах, не зависят друг от друга; надежнее, проще эксплуатационное обслуживание. Автоматическое управление и вся аппаратура такая же, как и при прямой откачке. Водоотливная установка должна обеспечивать откачку из шахты на поверхность годового притока воды с минимальными приведенными затратами.

Приведенные затраты подсчитываются по формуле $P = \mathcal{E} + EK$, где P — приведенные затраты; \mathcal{E} — эксплуатационные расходы; E — отраслевой нормативный коэффициент; K — капитальные затраты.

Использование приведенных затрат в качестве критерия оптимальности позволяет оценивать выбранный вариант проекта водоотливной установки по сумме текущих и единовременных затрат с учетом срока их окупаемости.

Капитальные затраты на сооружение водоотливной установки складываются из капитальных затрат на сооружение насосной камеры, трубного хода, водосборников и трубопроводов; на приобретение и монтаж основного, вспомогательного оборудования и аппаратуры автоматизации.

Наличие большого числа факторов, оказывающих влияние на приведенные затраты, значительно усложняет решение поставленной задачи. Поэтому рассматриваемую задачу несколько упростим. Размеры водосборников, трубных ходков, а следовательно, и затраты на сооружение горных выработок определяются требованиями ПБ и ПТЭ, технологическими схемами. Последние остаются неизменными для разного электромеханического оборудования, поэтому их не следует учитывать при рассмотрении варианта, определяющего оптимальный.

Длина, ширина и высота насосной камеры зависят от принятых насосов, схемы и диаметра трубопровода. Габариты насосов и диаметры трубопроводов при определенной подаче насосов (часовом притоке воды) весьма незначительно изменяются в зависимости от варьирования напорами и мощностями, так как в насосах различно только число секций. Поэтому рассмотрение разных вариантов насосов и трубопроводов с целью получения оптимального не требует учета капитальных затрат по сооружению камер, так как они будут примерно одинаковыми для всех вариантов. Основным является минимум приведенных затрат на электромеханическое оборудование, в которых основная часть приходится на шахтный трубопровод.

Основы проектирования электромеханического оборудования и насосной камеры шахтной стационарной водоотливной установки. Данными для расчета являются: среднегодовой суточный нормальный и максимальный притоки воды, химический состав — водородный показатель рН; разность отметок между уровнем слива воды из трубопровода и нижним уровнем воды в водосборнике, определяющая геометрическую высоту подъема — геометрический напор; гидравлическая схема трубопровода — длина и наличие местных сопротивлений.

Предварительно определяют необходимую минимальную подачу насоса, которая по ПБ должна обеспечить откачку нормального притока за 20 ч.

Ориентировочный напор насоса

$$H_1 = H_r + i(L + \Sigma l_{\text{экв}}), \quad (4.49)$$

где H_r — геометрический напор, расстояние по вертикали от нижнего уровня воды в водосборнике до уровня слива ее из нагнетательного трубопровода (разность отметок); i — гидравлический уклон, который для труб условных диаметров 75—300 мм и рас-

ходов 10—750 м³/ч может быть принят 0,025—0,05; L — длина нагнетательного трубопровода,

$$L = \frac{H_r}{\sin \alpha} + l_1 + l_2 + l_3, \quad (4.50)$$

где α — угол наклона ствола (для вертикального $\alpha=90^\circ$); l_1 — длина труб в насосной камере от приемного устройства наиболее удаленного насоса до трубного ходка (для типовых насосных камер $l_1=20 \div 30$ м); l_2 — длина труб в наклонном ходке ($l_2=15 \div 20$ м); l_3 — длина труб на поверхности от ствола до места слива (берется из проекта поверхности шахты или при его отсутствии принимается ориентировочно равной 15—20 м); $\Sigma l_{\text{экв}}=100 \Sigma \xi_m$ — эквивалентная длина всех местных сопротивлений трубопровода [4]; $\Sigma \xi_m$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений трубопровода, для типовой схемы водоотливной установки $\Sigma \xi_m=25 \div 30$.

Определив Q_{\min} , а также H' (H'_{\min} — для $i=0,05$), по графику рабочих зон шахтных центробежных насосов (рис. 4.34,а) выбирают такой насос, рабочая зона которого перекрывает точку с координатами Q_{\min} , H'_{\min} при соответствующем числе рабочих колес. Затем делается проверка рабочего режима на устойчивость.

$$\frac{H}{zH_{\text{к.о}}} \leq 0,95, \quad (4.51)$$

где $H_{\text{к.о}}$ — напор, создаваемый одним рабочим колесом при закрытой задвижке; z — число рабочих колес определяется по индивидуальной характеристике выбранного насоса.

Пример: $Q_n=6000$ м³/сут; $Q_{\min}=6000/20=300$ м³/ч, $H_r=475$ м. Схема типовая. Приняв $l_1=30$ м, $l_2=20$ м, $l_3=20$ м, а среднее значение $i=0,05$ и $\Sigma \xi=30$, $\Sigma l_{\text{экв}}=250$ м, получим

$$L=475+30+20+20=545 \text{ м}; \quad H'=475+0,05 \cdot 795=514 \text{ м}.$$

В соответствии с рабочей зоной для этих условий выбираем насос ЦНС 300-120 ... 600 с числом колес между восемью и девятью (см. рис. 4.34,а).

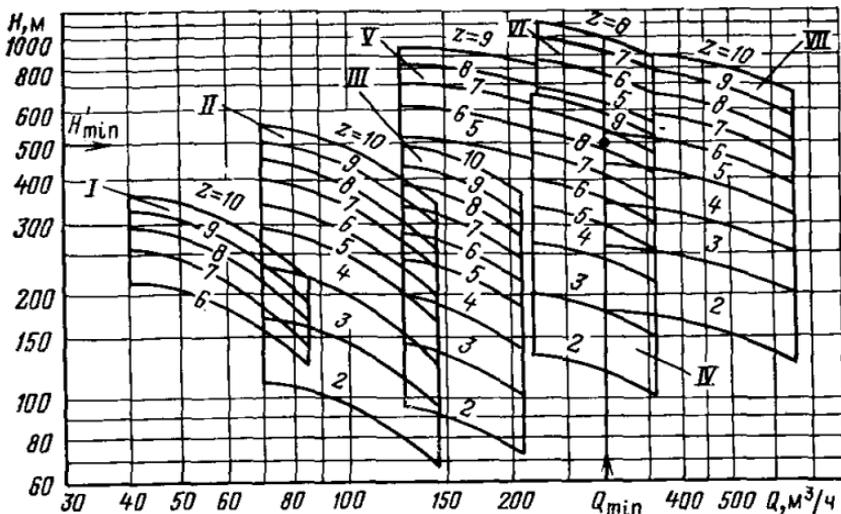
По индивидуальной характеристике ЦНС 300-120 ... 600 напор одного колеса при закрытой задвижке составляет $H_{\text{к.о}}=67$ м, при восьми-девяти колесах

$$\frac{H_r}{9H_{\text{к.о}}} = \frac{475}{603} = 0,79; \quad \frac{H_r}{8H_{\text{к.о}}} = \frac{475}{536} = 0,89,$$

что обеспечивает устойчивую работу насоса.

Окончательный выбор числа ступеней и рабочего режима насоса производится при определении оптимальных параметров, на значение которых существенное влияние оказывает трубопровод, состоящий из трех частей: длинного нагнетательного — от коллектора в насосной камере до слива воды из трубопроводов; короткого трубопровода (коллектор в насосной камере) и подводящего — всасывающего.

а



б

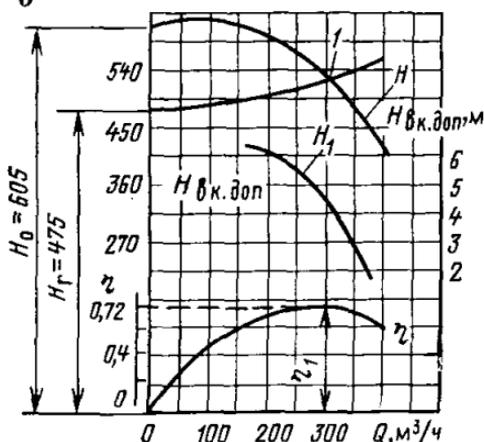


Рис. 4.34. Рабочие зоны насосов ЦНС (а):

I — ЦНС 60—192 ... 330, II — ЦНС 105—98 ... 490, III — ЦНС 180—85 ... 425, IV — ЦНС 300—120 ... 600, V — ЦНС 180—476 ... 680, VI — ЦНС 300—700 ... 1000, VII — ЦНСК 500—160 ... 800, z — количество рабочих колес; характеристики насоса ЦНС 300—200 ... 600 (б)

Длинный нагнетательный трубопровод обуславливает основную часть эксплуатационных затрат, стоимость электроэнергии и амортизационные отчисления на трубопровод.

Потери напора в трубопроводе пропорциональны квадрату скорости, обратно пропорциональны диаметру трубы в пятой степени и зависят от относительной шероховатости поверхности труб [4]. Предварительно внутренний диаметр трубопровода намечают по средней скорости, соответствующей оптимальному режиму. Эта скорость по данным ИГМ им. М. М. Федорова, при отношениях нормального часового притока к подаче насоса 0,6—0,7 и напорах 400—800 м может приниматься равной 2,4 м/с. Тогда предварительно внутренний диаметр труб

$$d = \sqrt{\frac{4Q_n}{3600v}}$$
 где Q_n — нормальная подача насоса; v — средняя скорость, близкая к оптимальной.

Принимая среднюю скорость равной 2,4 м/с, получаем зависимость для определения внутреннего диаметра труб

$$d = 0,0121 \sqrt{Q_n} \quad (4.52)$$

В стандартах на трубы приводятся наружные диаметры, что позволяет унифицировать присоединительные размеры арматуры и соединительных устройств.

Расчетное давление в соответствии с ПБ и ПТЭ должно составлять 1,25 рабочего и может быть определено для начального нижнего сечения по формуле $p_p = 1,25 \rho g H'$, где p_p — расчетное давление; $\rho = 1020$ кг/м³ — плотность шахтной воды; g — ускорение свободного падения; H' — необходимый напор насоса.

Согласно ГОСТ 3845—75, минимальная необходимая толщина стенки трубы (с учетом минусового допуска)

$$\delta_0 = \frac{p_p}{2\sigma_{\text{доп}}} = \frac{p_p}{2 \cdot 0,4\sigma_B} = \frac{p_p}{0,8\sigma_B} \quad (4.53)$$

где $\sigma_{\text{доп}}$ — допустимое напряжение, равное 40 % временного сопротивления разрыву σ_B .

Для водоотливных трубопроводов принимают стальные бесшовные горячедеформированные трубы по ГОСТ 8732—78 из марок стали Ст2сп, Ст4сп, Ст5сп, Ст6сп. Эти трубы имеют наружный диаметр от 25 до 820 мм при толщине стенок от 2,5 до 75 мм.

Временное сопротивление разрыву σ_B указанных марок стали:

Марка стали	Ст2сп	Ст4сп	Ст5сп	Ст6сп
Временное сопротивление разрыву σ_B , МПа, не менее . . .	350	420	500	600

С учетом коррозионного износа толщина стенок стальных труб, прокладываемых в вертикальных стволах

$$\delta = \frac{1000[\delta_0 + (\delta_{\text{к.н}} + \delta_{\text{к.в}})t]}{100 - k_d} \quad (4.54)$$

где δ_0 — расчетная толщина стенок, мм; $\delta_{\text{к.н}} = 0,25$ мм/год и $\delta_{\text{к.в}}$ — скорость коррозии поверхности трубы соответственно наружной и внутренней, мм/год; $t = 10 \div 15$ лет — срок службы трубопровода; $k_d = 10 \div 15$ — коэффициент, учитывающий минусовый допуск толщины стенки, %.

Скорость коррозионного износа внутренней поверхности трубы определяется химическим составом транспортируемой воды:

Транспортируемая вода .	Водопровод	Нейтральная	Слабокислот-	Слабокислот-
		или щелочная	ная при pH=6÷7	ная при pH=5÷6
Скорость коррозионного износа $\sigma_{\text{к.в}}$, мм/год . . .	0,05	0,1	0,2	0,4

При кислотных водах с pH < 5 трубы следует футеровать. Расчетный наружный диаметр трубы $d_n = d + 2\delta$. Выбирают по ГОСТу ближайший наружный d_n и внутренний d диаметры трубы.

Вследствие снижения давления по высоте можно применять трубы с уменьшающейся к поверхности толщиной стенки. Если глубина равна или меньше 700 м, нет смысла устанавливать вертикальный трубопровод с переменной толщиной стенки, так как это усложняет эксплуатацию. В этих условиях принимают трубы с одинаковой толщиной стенки, определенной для нижнего сечения [формула (4.4)]. При больших глубинах рациональней разбивать трубопровод на секции — первая — верхняя секция должна иметь длину 700 м, с постоянной толщиной стенки, вторая — нижняя — увеличенную толщину стенки, соответствующую в ней давлению.

Пример предварительного расчета трубопровода.

В предыдущем примере были получены: подача насоса $Q_n = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$; необходимый напор $H = 513 \text{ м}$. Срок службы трубопровода $t = 10 \text{ лет}$. Требуется выбрать стандартный трубопровод для этих условий (ГОСТ 8732—78).

Внутренний диаметр (формула 4.52)

$$d = 0,0121 \sqrt{300} = 0,21 \text{ м.}$$

Расчетное давление

$$p_p = 1,25 \cdot 1020 \cdot 9,81 \cdot 513 \cdot 10^{-6} = 6,45 \text{ МПа.}$$

Минимальная толщина стенки (формула 4.53)

$$\delta_0 = \frac{6,45 \cdot 0,210}{0,8 \cdot 350} = 0,0048 \text{ м.}$$

Расчетная толщина стенки (формула 4.54)

$$\delta = \frac{100[4,85 + (0,25 + 0,1) 10]}{100 - 15} = 9,8 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр трубопровода

$$d_n = 210 + 19,6 = 229,6 \text{ мм.}$$

По ГОСТу такой диаметр находится в пределах 219—245 мм. Принимаем меньший — 219 мм с толщиной стенки 11 мм.

Внутренний диаметр $d = 219 - 22 = 197 \text{ мм}$ и средняя скорость воды:

$$v = \frac{300 \cdot 4}{3600 \cdot 0,197^2 + 3,14} = 2,5 \text{ м/с}$$

находятся в допустимых пределах.

Рассмотренный участок трубопровода прокладывают по наклонному трубному ходу, а затем по вертикальному, обычно вспомогательному стволу, на свежей струе.

Вертикальный трубопровод (рис. 4.35) 1 монтируется на специальных балках, воспринимающих массу трубопровода через опорные стулья 3 и колена 2. Для компенсации температурного удлинения, а также для равномерного распределения массы по опорам предусматриваются компенсаторы (обычно сальниковые) 4, допускающие продольное перемещение труб. Возможный продольный изгиб предотвращается хомутами.

Трубы соединяются сваркой, а с опорными устройствами — фланцами [23].

Трубы по насосной камере прокладываются так, чтобы каждый из насосов мог работать на любой трубопровод. В соответ-

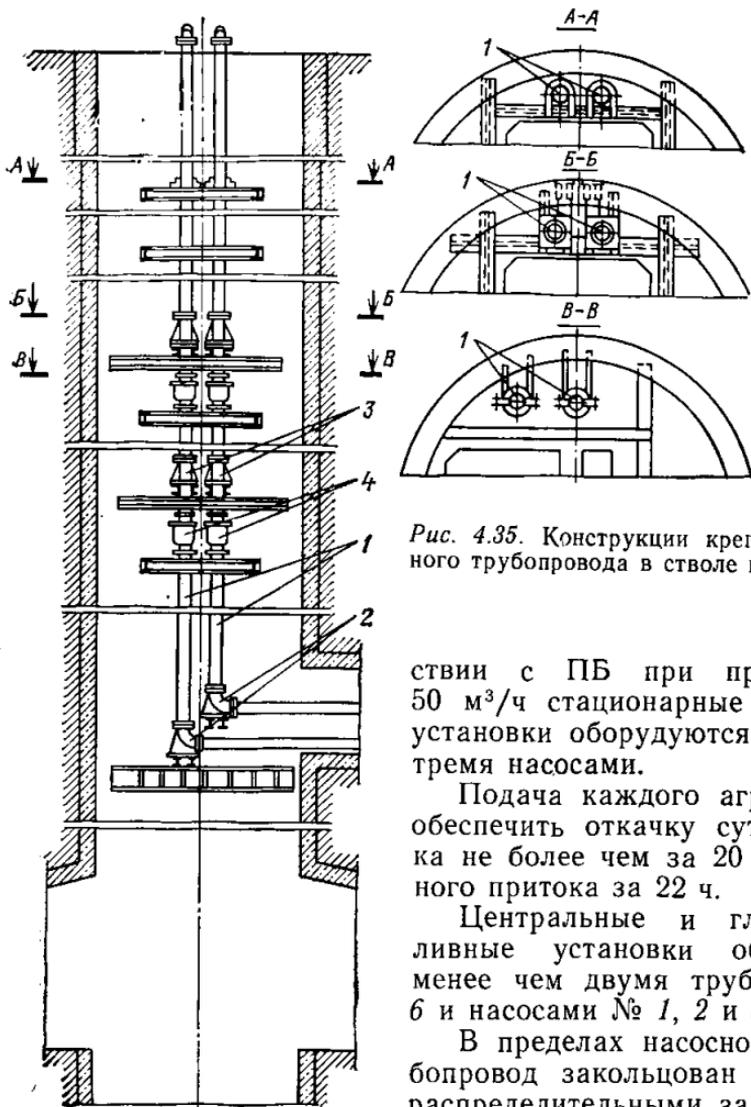


Рис. 4.35. Конструкции крепления водоотливного трубопровода в стволе шахты

ствии с ПБ при притоках более $50 \text{ м}^3/\text{ч}$ стационарные водоотливные установки оборудуются не менее чем тремя насосами.

Подача каждого агрегата должна обеспечить откачку суточного притока не более чем за 20 ч, а увеличенного притока за 22 ч.

Центральные и главные водоотливные установки оборудуются не менее чем двумя трубопроводами 5, 6 и насосами № 1, 2 и 3 (рис. 4.36,а).

В пределах насосной камеры трубопровод закольцован и оборудован распределительными задвижками 8, 9, что образует коллектор. С помощью

этих задвижек каждый из насосов может работать на один из напорных ставов. Здесь же имеется трубопровод 12 для слива воды из става путем открывания коммутационных задвижек 10 и 11. Этот трубопровод используется также при испытании насосов в шахтных условиях для изменения расхода воды (подачи насоса).

Подводящий 1 (всасывающий) трубопровод рассчитывается в зависимости от технологических и метеорологических условий (подробно изложено в разделах 4.5 и 4.6). Приемные устройства могут быть с тарельчатым и шаровым клапанами.

Например, при работе насоса № 1 вода по подводящему трубопроводу 1 поступает в насос: по напорному трубопроводу 2 че-

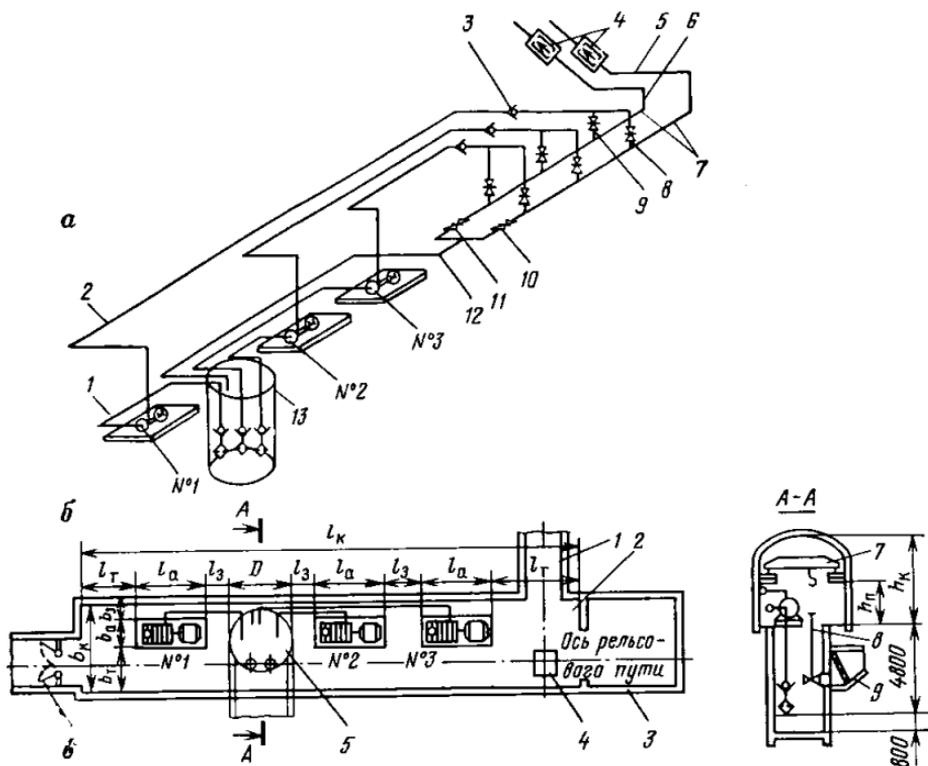


Рис. 4.36. Насосная камера и схема трубопроводного коллектора

рез обратный клапан 3, открытую задвижку 9 и трубопровод 6 подается на поверхность. При открытой задвижке 8 насос № 1 на поверхность подает воду по трубопроводам 7 и 5. Защита от гидравлического удара осуществляется гасителями 4.

Устройство и размеры насосной камеры. Насосы № 1, 2, 3 (рис. 4.36, б) располагаются в камере 2, соединенной с основными горными выработками транспортным ходком, оборудованным герметичной и решеточной дверями 6. Трубный ходок 1 соединяет камеру 2 со стволом. Рельсовый путь с поворотной платформой 4 для доставки оборудования прокладывается по ходкам и камерам. Всасывающие трубопроводы опущены в приемный колодец 5 и 13 (см. рис. 4.36, а, б), который связан с водосборником 9 (см. рис. 4.36, б) через задвижку 8. Для монтажа оборудования предусматривается подъемное устройство 7, расположенное на специальной балке. Аппаратура управления электронасосами располагается непосредственно у камеры 3.

В соответствии с ПБ, в случае необходимости камера может быть защищена от затопления закрытием герметичных дверей 6 и задвижки 8. Доступ в камеру осуществляется по трубному ходку 1, выход в ствол которого находится на высоте не менее 7 м.

Для проветривания камеры свежий воздух поступает из ствода через трубный ходок в камеру, а исходящий через транспортный ходок выходит в капитальные выработки.

Длина камеры определяется следующим (рис. 4.36,б) $l_k = 2l_T + z l_a + z l_3 + D$, где l_k — длина камеры; $l_T = 1,5$ — транспортный зазор, определяемый рельсовой колеей и максимальными по ширине габаритами доставляемого оборудования; l_a — основной размер по длине элетронасосного агрегата, находится по каталогам для принятых агрегатов (насос с электродвигателем); $z \geq 3$ — число агрегатов, если для откачки притока потребуется максимальная подача, то в одновременной работе будет находиться несколько насосов — группа насосов. Должно быть предусмотрено столько же резервных насосов и не менее половины числа насосов действующей группы (профилактический ремонт и др.). Тогда $z = 2,5k$, где z — общее число установленных элетронасосных агрегатов; k — число одновременно работающих насосов; l_3 — зазор между агрегатами, для удобства монтажа должен быть не менее $l_3 = 0,8$ м; D — диаметр приемного колодца 5.

Если число работающих насосов больше трех, то число напорных трубопроводов должно быть не менее трех, с тем чтобы группа насосов работала на два трубопровода, а третий был в резерве. Проведя соответствующие расчеты, можно организовать параллельную работу на один трубопровод, тогда достаточно иметь два става. Этот вопрос решается при проектировании с учетом допустимых наибольших диаметров труб и из условий размеров ствола.

Ширина камеры составляет (рис. 4.36,б) $b_k = b_T + b_a + b_3$, где b_k — ширина камеры; b_T — транспортный зазор, определяется максимальными габаритами транспортируемого оборудования и рельсовой колеей; b_a — максимальный основной размер агрегата по ширине, определяется по каталогам; b_3 — зазор между стенкой камеры и агрегатами, должен приниматься не менее 0,7 м.

Высота камеры находится из условий, что от пола до трубопроводов коллектора было не менее 2 м и что обеспечивалось размещение подъемных устройств на монтажной балке, $h_k = 2 + h_n$, где h_n — глубина установки подъемной балки.

Глубина колодца до задвижки $H_{в.г}$ ограничивается допустимой высотой всасывания (см. раздел 4.6).

Арматура трубопровода. Коллектор насосной камеры оборудуется:

коммутационными задвижками (рис. 4.37,а), предназначенными для перекрытия живого сечения трубопровода и состоящими из запорного органа 1, перемещаемого стержнем 2 с помощью штурвала 3;

обратными клапанами (рис. 4.37,б), предназначенными для автоматического перекрытия трубопровода при остановке насоса и состоящими из тарельчатого клапана 3, открывающегося лю-

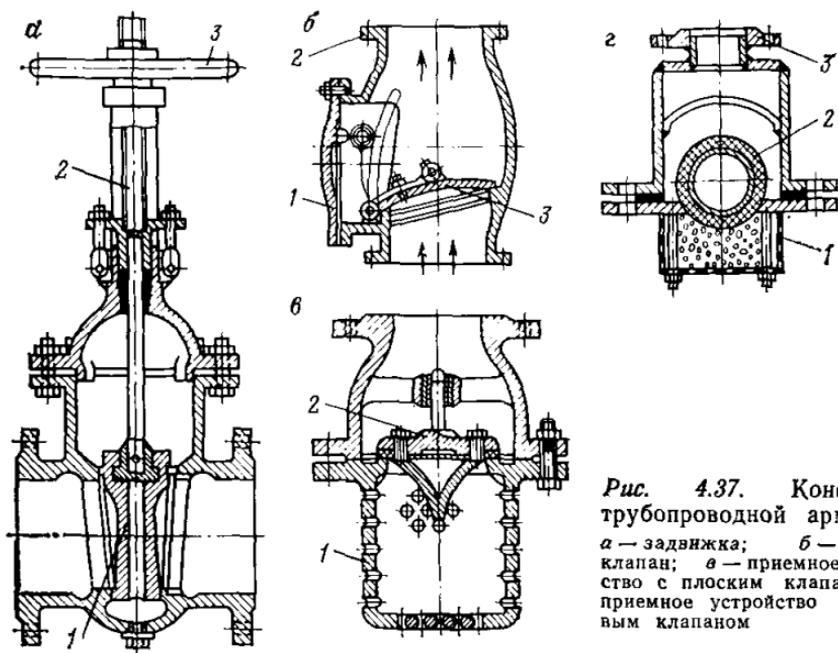


Рис. 4.37. Конструкции трубопроводной арматуры: *а* — задвижка; *б* — обратный клапан; *в* — приемное устройство с плоским клапаном; *г* — приемное устройство с шаровым клапаном

ка 1. Фланцы 2 служат для присоединения обратного клапана к трубопроводу.

На входе во всасывающий трубопровод насоса устанавливается приемное устройство, состоящее из сетки 1 (рис. 4.37, в, г), препятствующей попаданию негабаритного твердого материала, обратного клапана 2: плоского (см. рис. 4.37, в) или шарового (см. рис. 4.37, г). Приемное устройство подсоединено к трубопроводу с помощью фланцев 3.

Опорные устройства и арматура трубопровода маркируются по условному проходу — условному диаметру. Условный проход — внутренний диаметр трубопровода, округленный до 10 мм.

Определив внутренний диаметр стандартного трубопровода, принимают размеры арматуры и опорных устройств, ближайшие из ряда условных проходов: $D_y = 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450$ мм.

Для рассматриваемого примера $d = 197$ мм. Следовательно, надо применять $D_y = 200$ мм.

Приводные электродвигатели и аппаратуру управления выбирают по рабочим параметрам насоса Q, H и η_n (точка 1, см. рис. 4.34, б).

Необходимая мощность $N = \frac{\rho g Q}{1000 \cdot 3600 \eta_n}$, где ρ — плотность воды; g — ускорение свободного падения; Q — подача насоса; H — напор; η_n — к. п. д. насоса.

По полученной мощности и частоте вращения вала принятого насоса выбирают асинхронный короткозамкнутый электродвигатель.

Таблица 4.6

Мощность, кВт	Тип двигателя при синхронной частоте вращения, мин ⁻¹	
	1500	3000
На напряжение 380 и 660 В		
55	BAO 82-4	BAO 82-2
75	КО 51-4	BP250S-2
100	—	КО-52-2
110	—	BP 280S-2
132	BAO2-280S-4	BAO-314S-2
160	BAO2-280M-4	BAO-315M-2
На напряжение 6000 В		
200	BAO2-450S-4	BAO-450M-2
250	BAO2-450M-4	BAO-450L-2
315	BAO2-450LA-4	—
400	BAO2-450LB-4	BAO2-450B-2
500	BAO2-560S-4	2АЗМП1-500/6000
630	BAO2-560M-4	2АЗМВ1-630/6000
800	BAO2-560LA-4	2АЗМВ1-800/6000
1000	—	1АЗМВ1-1000/6000
1250	—	2АЗМВ1-1250/6000

Примечание. Насосы могут комплектоваться новыми, осваиваемыми взрывозащищенными электродвигателями серии В, ВР.

Для всех угольных шахт следует принимать взрывобезопасные электродвигатели серии ВАО (табл. 4.6).

Приняв из серийного ряда электродвигатель, мощность которого больше мощности насоса, находим коэффициенты запаса $k_d = N_d / N$, где N_d — мощность ближайших серийных двигателей большей мощности.

Коэффициент запаса должен быть равным или более 1,1.

В качестве пусковой аппаратуры для низковольтных электродвигателей следует принимать магнитные пускатели, для высоковольтных — масляные выключатели типа РВД.

В зависимости от технологических условий выбирают аппаратуру автоматического управления на основе серийно выпускаемых блоков.

Пример. Для выбранного насоса напором $H_1 = 514$ м, подачей $Q_1 = 300$ м³/ч и $\eta_1 = 0,72$, $\rho = 1020$ кг/м³ мощность двигателя

$$N_d = \frac{1020 \cdot 9,81 \cdot 300 \cdot 514}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,72} = 595 \text{ кВт.}$$

Ближайшие, серийно выпускаемые, большие по мощности двигатели — это ВАО2-560М-4 и ВАО2-560LA-4.

Коэффициенты запаса соответственно

$$k_d = 630/595 = 1,06 \text{ и } k_d = 800/595 = 1,34.$$

Первый двигатель не удовлетворяет требованиям, так как коэффициент запаса меньше 1,1. Следовательно, следует принять электродвигатель ВАО2-560LA-4.

Метод определения оптимальных параметров шахтных электронасосных агрегатов с использованием ЭВМ. Ранее было показано, что основное влияние на оптимальные параметры электро-механического оборудования шахтных насосных установок оказывают затраты на трубопроводы.

Задача определения наиболее выгодного диаметра шахтного трубопровода впервые решена акад. М. М. Федоровым, который на базе технико-экономического анализа дал формулу, определяющую с большими допущениями минимум затрат на трубопровод. В настоящее время с развитием вычислительной техники оптимальные параметры можно определить с большей точностью, используя метод оценки вариантов. В этом методе рассматриваются совместно трубопровод и насосный агрегат при соответствующих значениях рабочих режимов.

В основу положены полученные в результате математической обработки экспериментальных данных аналитические зависимости напоров насоса трубопровода и к. п. д. от подачи при неизменных частотах вращения рабочих колес.

Уравнение напорной характеристики насоса

$$H = z(H_{к.о} + AQ - BQ^2), \quad (4.55)$$

где H — напор насоса; z — число последовательно включенных рабочих колес (секций); $H_{к.о}$ — напор одного колеса при нулевой подаче; Q — подача насоса; A и B — коэффициенты, зависящие от конструкции насоса, значения которых для шахтных насосов были получены в ИГМ им. М. М. Федорова и в Донецком политехническом институте.

Уравнение напорной характеристики трубопровода $H = H_r + aQ^2$, где H — напор, необходимый для перемещения расхода жидкости (подачи насоса) по трубопроводу; H_r — геометрическая высота подъема; a — сопротивление рассматриваемого трубопровода. Рабочий режим определяется совместным решением уравнений напорных характеристик насоса и трубопровода. Подача и напор в рабочем режиме

$$Q_p = \frac{zA}{2(zB + d)} + \sqrt{\left[\frac{zA}{2(zB + d)} \right]^2 + \frac{zH_{к.о} - H_r}{zB + d}}; \quad (4.56)$$

$$H_p = z(H_{к.о} + AQ_p - BQ_p^2); \quad (4.57)$$

аналитическое выражение кривой к. п. д. насоса

$$\eta_p = aQ_p - bQ_p^2 + cQ_p^3, \quad (4.58)$$

где η_p и Q_p — соответственно к. п. д. и подача насоса в рабочем режиме; a , b и c — экспериментальные коэффициенты приведены по данным ИГМ им. М. М. Федорова (см. табл. 4.7).

Таблица 4.7

Тип насоса	Коэффициенты уравнения		
	напора насоса		
	$H_{к.о}$	A	B
ЦНС 60—198...330	39,6	$5,1 \cdot 10^{-2}$	$-2,74 \cdot 10^{-3}$
ЦНС 105—98...490	53,9	$16,4 \cdot 10^{-2}$	$-2,02 \cdot 10^{-3}$
ЦНС 180—85...425	47,4	$6,33 \cdot 10^{-2}$	$-5,35 \cdot 10^{-4}$
ЦНС 300—120...600	66,9	$4,01 \cdot 10^{-2}$	$-2,21 \cdot 10^{-4}$
ЦНС 300—650...1040	138,6	$6,94 \cdot 10^{-2}$	$-3,5 \cdot 10^{-4}$
ЦНСК 500—160...900	85,8	$6,14 \cdot 10^{-2}$	$-1,28 \cdot 10^{-4}$
ЦНС 180—500...900	107	$7,68 \cdot 10^{-2}$	$-5,33 \cdot 10^{-4}$

Продолжение табл. 4.7

Тип насоса	Коэффициенты уравнения		
	к. п. д.		
	a	b	c
ЦНС 60—198...330	$2,04 \cdot 10^{-2}$	$-1,56 \cdot 10^{-4}$	$6,58 \cdot 10^{-8}$
ЦНС 105—98...490	$14,07 \cdot 10^{-3}$	$-91,17 \cdot 10^{-6}$	$1,92 \cdot 10^{-7}$
ЦНС 180—85...425	$8,92 \cdot 10^{-3}$	$-2,92 \cdot 10^{-5}$	$6,88 \cdot 10^{-9}$
ЦНС 300—120...600	$5,97 \cdot 10^{-3}$	$-14,66 \cdot 10^{-6}$	$969,3 \cdot 10^{-11}$
ЦНС 300—650...1040	$6,65 \cdot 10^{-3}$	$-1,35 \cdot 10^{-5}$	$9,1 \cdot 10^{-9}$
ЦНСК 500—160...800	$3,95 \cdot 10^{-3}$	$-68,67 \cdot 10^{-7}$	$37,96 \cdot 10^{-10}$
ЦНС 180—500...900	$7,9 \cdot 10^{-3}$	$-1,98 \cdot 10^{-5}$	$-7 \cdot 10^{-9}$

Определив подачу, напор и к. п. д., можно рассчитать мощность N насоса в рабочем режиме и годовой расход C_s электроэнергии

$$N = \frac{\rho g H Q}{1000 \cdot 3600 \eta}; \quad (4.59)$$

$$C_s = \frac{N (305 T_n + 60 T_m)}{\eta_d \eta_c}, \quad (4.60)$$

где T_n , T_m — время работы насоса по откачке суточных нормального и максимального притоков; η_d — к. п. д. электродвигателя, в среднем $\eta_d = 0,91$; η_c — к. п. д. линии электропередачи, в среднем $\eta_c = 0,97$.

Из ранее сказанного видно, что при разных вариантах в насосах изменяется только число ступеней, а мощность двигателя, его типоразмер также остаются неизменными. Следовательно, основным является выбор диаметра нагнетательного трубопровода, обеспечивающий минимум приведенных (годовых) затрат, определяемых по уравнению

$$P = (\mathcal{E}_r + \mathcal{E}_s) + E(nK_{yl} + K_k), \quad (4.61)$$

где \mathcal{E}_r — эксплуатационные затраты на амортизационные отчисле-

ния, определяются по действующим нормам, и для водоотливных трубопроводов принимаем $\mathcal{E}_r = 0,131(K_y n l + K_k)$; $\mathcal{E}_s = a_s C_s$ — стоимость электроэнергии, расходуемой шахтой на водоотлив; E — отраслевой нормативный коэффициент, для угольной промышленности $E = 0,2$, что соответствует нормативному сроку окупаемости (5 лет); n — число трубопроводов; $K_y = a_0 + a_1 d$ — удельные капитальные затраты на 1 м трубопровода; a_0 и a_1 — коэффициенты, зависящие соответственно от давления и материала труб, приводятся в специальной литературе (ИГМ им. М. М. Федорова); l — длина трубопровода; K_k — капитальные затраты на стоимость коллектора в насосной камере, приводятся в специальной литературе. Данный метод положен в основу алгоритма расчета шахтных водоотливных установок.

Приняв первым (исходным) вариант ориентировочного расчета $d_1 = d$, такое же значение принимаем и для диаметра коллектора, т. е. $d_k = d_1$, которое в других вариантах не изменяется.

Остальные варианты диаметров нагнетательного трубопровода (желательно иметь их не менее шести) выбираются изменением первоначального диаметра как в сторону увеличений, так и в сторону уменьшения размера.

Блок-схема и программа расчета шахтных водоотливных установок (рис. 4.38). Программа может быть использована при расчете на всех моделях ЕС ЭВМ (ЕС-1020 и старше).

Входная информация представляет собой данные, характеризующие трубопровод, насосный агрегат и соответствующие рабочие режимы. Эта информация может заноситься с использованием средств диалоговых систем.

Процесс решения задачи состоит из нескольких этапов. Начальная обработка исходных данных заключается в определении коэффициентов, аппроксимирующих характеристики выбранного насоса [(формулы (4.55) — (4.57)].

Следующий этап состоит в вычислении гидравлического сопротивления коллекторной части трубопровода.

Задаются первые варианты ($J=1$) числа колес насоса и ($J=1$) диаметра трубопровода, затем по формулам (4.56), (4.59), (4.60), (4.61) рассчитываются параметры водоотливной установки. При вычислении Q_p по формуле (4.56) проверяется подкоренное выражение. Если получается отрицательное значение, то программа переходит на увеличение числа колес на единицу и расчет продолжается.

Методически целесообразней, чтобы студент сам выбирал оптимальный вариант установки, поэтому выходная информация представляет собой таблицу результатов расчета всех вариантов с необходимыми пояснениями.

Приведенные затраты сравниваются, принимается вариант с наименьшим их значением и технически приемлемый.

Взяв в основу оптимальный диаметр трубопровода, соответствующий минимуму приведенных затрат, и соответствующее ему

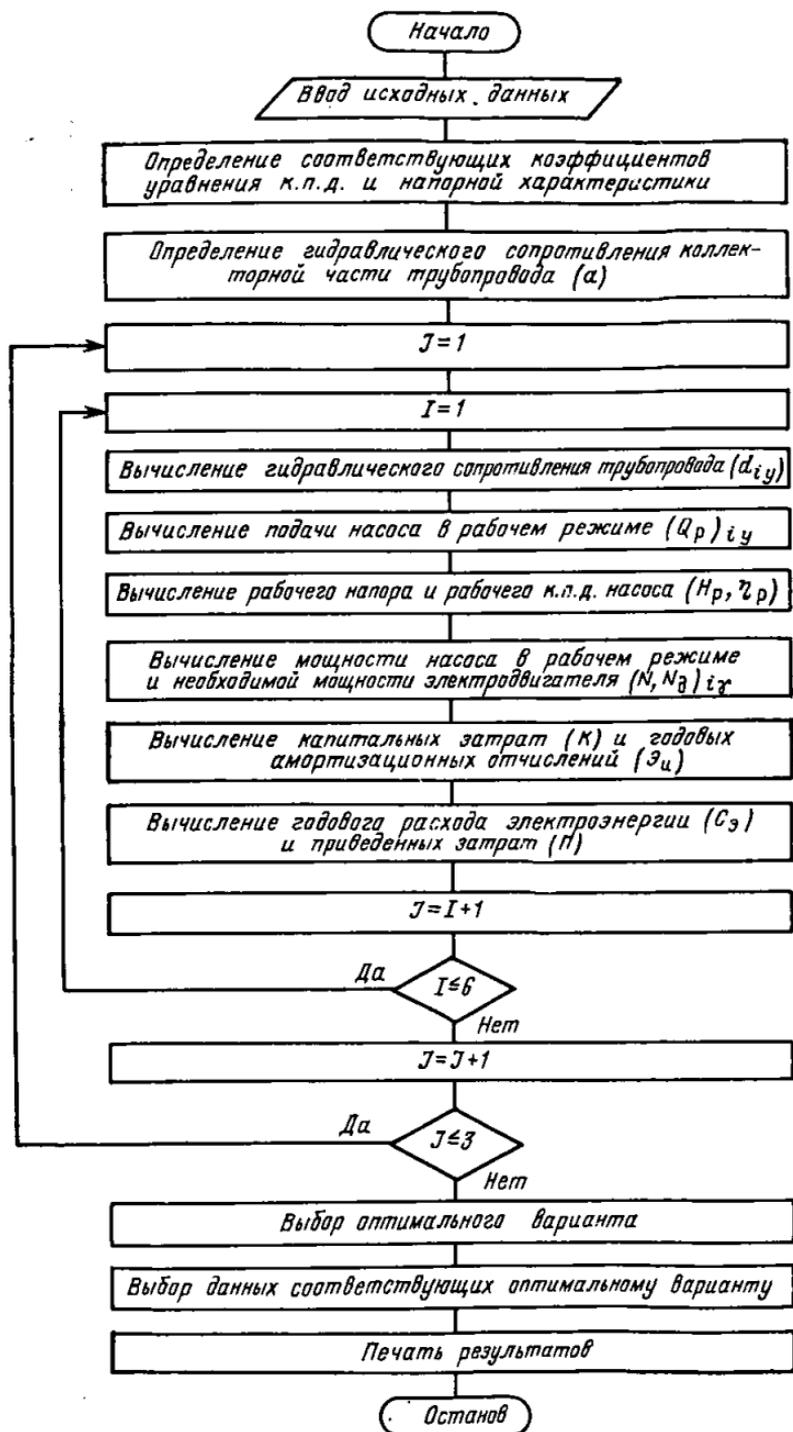


Рис. 4.38. Блок-схема расчета водоотливной установки на ЭВМ

число рабочих колес насоса, определим: рабочий режим насоса, устойчивость его работы без кавитации, мощность и тип двигателя, размеры насосной камеры.

Намечаются организация работы насосов, вместимость водосборников, гидравлическая схема и способ осветления воды.

Пример определения оптимального электромеханического оборудования насосной камеры для ранее принятых условий. Из рассмотрения результатов расчетов следует, что вариант с 8 рабочими колесами отпадает, так как при рассматриваемых диаметрах трубопроводов не обеспечивается необходимая подача ($300 \text{ м}^3/\text{ч}$).

Возможны варианты 9 и 10 рабочих колес. Минимальные приведенные затраты для подач равных и более $300 \text{ м}^3/\text{ч}$, при $z=9$, $d=197 \text{ мм}$ составят 37 244 руб., а при $z=10$ и $d=0,176 \text{ м}$ — 38 542 руб.

Предпочтительней первый вариант.

Вопросы для самопроверки

1. Как выбирается электронасосный агрегат для стационарного шахтного водоотлива?
2. Какая часть водоотливной установки является определяющей при выборе оптимального варианта?
3. Основные положения при расчете шахтной водоотливной установки на ЭВМ.
4. Что предусмотрено в ПБ относительно насосных камер?
5. Как выбрать электродвигатель для шахтного насоса?

4.11. СПЕЦИАЛЬНЫЕ СРЕДСТВА ВОДООТЛИВА И ГИДРОТРАНСПОРТА

В шахтном водоотливе в ряде случаев необходимо перекачивать воду со значительной концентрацией твердого, откачивать гидросмесь. Такая необходимость возникает при откачке воды из-под лавы и при проведении выработок; удалении твердого из водосборных емкостей; откачке неосветленной воды в поверхностные очистные сооружения; гидротранспорте угля, породы по трубам из шахт к потребителям или в отвалы.

Для этих целей серийные шахтные центробежные насосы не пригодны и приходится применять специальные средства: грунтовые насосы, углесосы, эрлифты, гидроэлеваторы и объемные насосы.

Грунтовые насосы, углесосы. Особенности конструкции этих насосов являются рабочие колеса 1 (рис. 4.39,а) с большим проходным сечением и наличие специальных отбойных колец для защиты подшипникового узла 2 от попадания в них загрязненной жидкости.

В соответствии с ГОСТ 9075—75 насосы центробежные, грунтовые (Гр), пригодные для шахтных условий, предусматриваются с подачами $50—3470 \text{ м}^3/\text{ч}$, напорами $40—70 \text{ м}$, частотой вращения 1450 и 3000 мин^{-1} . Для шахтного водоотлива наиболее распространенным является грунтовый насос ГР подачей $250 \text{ м}^3/\text{ч}$, напором 50 м , которому соответствует шламовый насос 6Ш-8. Характеристика этого насоса приведена на рис. 4.39,б.

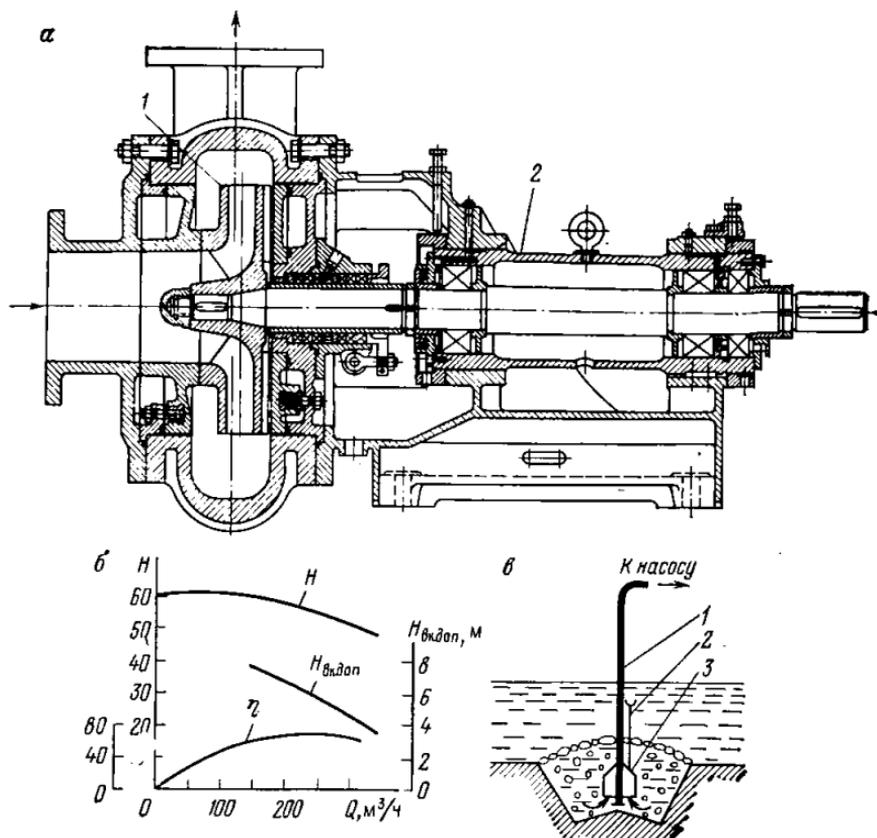


Рис. 4.39. Грунтовый насос Гр (а), характеристика насоса 6Ш-8 (б), схема всасывающего устройства (в)

Максимальные размеры твердого — 200 мм.

В гидротранспорте и гидроподъеме для перекачивания водоугольной химически нейтральной (рН=6-8) смеси применяются углесосы с частотой вращения 1485 мин⁻¹ следующих типов (табл. 4.8).

Таблица 4.8

Тип	Поддача, м³/ч	Напор, м	Мощность, кВт]	Крупность частиц твердого, мм, не более	Содержание породы, %, не более	Т:Ж по массе, не более
10У4	350	120	315	70	15	1:5
12У10	900	85	315	90	15	1:3
12У6	900	175	1000	100	25	1:3
14УВ6	900	320	1600	100	15	1:3

Грязевые насосы или другие средства гидротранспорта сыпучих должны оборудоваться дозирующим устройством, не допускающим поступления в подводящий трубопровод смеси выше установленной концентрации (обычно не более 1:4 по объему) и обеспечивающим работу установки, если приемное устройство засыпано твердым. Входное отверстие подводящей трубы 1 (рис. 4.39,в) располагается внутри колокола 3, в верхней части которого устанавливается труба подпитки 2. Если колокол снаружи засыпан твердым, то вода поступает по подпитывающему трубопроводу и обеспечивает допустимую концентрацию гидросмеси, вымывая твердое. Пополнение твердым осуществляется из внешнего слоя. Подобные устройства успешно эксплуатируются на многих гидротранспортных установках.

Эрлифты находят применение для водоотлива и гидротранспорта сыпучих по вертикали [27].

Компрессор 1 сжимает воздух (рис. 4.40,а), который по воздухопроводу 2 подается в смеситель 3. При определенных условиях

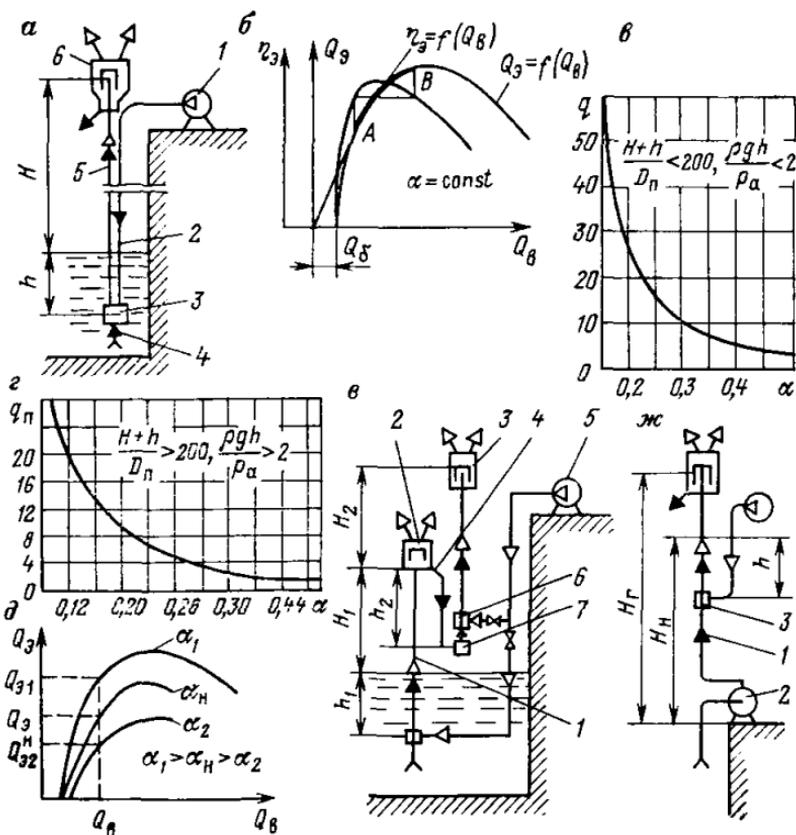


Рис. 4.40. Схемы и характеристики эрлифтов:

гидравлическая схема (а) и расходная характеристика (б) эрлифта; зависимость удельного расхода воздуха от относительного погружения для коротких эрлифтов (в) и длинных (г); расходные характеристики при разных относительных погружениях (д), схема многосекционного эрлифта (е); схема последовательной работы эрлифта и насоса (ж)

в нем устанавливается давление, меньшее наружного столба воды, вследствие чего под действием разности давлений вода по подводящему трубопроводу 4 поступает в смеситель. Смесь воды с воздухом поднимается по подъемной трубе 5 и поступает в воздухоотделитель 6, где происходит разделение — воздух уходит в атмосферу, а вода в отводящий трубопровод. Подача эрлифта по воде (гидросмеси) при неизменной глубине погружения h и подъеме H зависит от расхода сжатого воздуха, минимальное значение которого Q_6 соответствует нулевой подаче (рис. 4.40, б).

В подъемной трубе создается столб водовоздушной смеси, в которой воздух движется со скоростью, равной критической, а вода находится в относительном покое, в результате чего создается барботажный столб. Давление в смесителе определяется столбом смеси в подъемной трубе и равно наружному: $\rho gh = \rho_{см} g (H + h)$, где ρ — плотность воды; $\rho_{см}$ — плотность водовоздушной смеси в барботажном столбе подъемной трубы; g — ускорение свободного падения; h, H — соответственно глубина погружения и высота подъема (см. рис. 4.40, а).

Из этого равенства ясно, что плотность водовоздушной смеси определится по формуле $\rho_{см} = \rho h / (H + h)$.

Следовательно, отношение глубины погружения ко всей высоте α — относительное погружение — является определяющим параметром эрлифта:

$$\alpha = h / (H + h). \quad (4.62)$$

Барботажный расход воздуха, при котором подача эрлифта равна нулю, определится из выражения

$$Q_{60} = (2 \div 3) D_{п}^2 (1 - \alpha) \left(1 + \frac{\rho g h}{2 p_a} \right), \quad (4.63)$$

где $D_{п}$ — диаметр подъемной трубы; p_a — атмосферное давление.

Увеличение расхода воздуха, сверх указанного, обуславливает вынос воды из подъемного трубопровода, вследствие чего появляется подача эрлифта, отличная от нуля. Плотность смеси в подъемной трубе $\rho_{см} = \frac{\rho Q_э + \rho_0 Q_в}{Q_э + Q_{в.с}}$, где ρ — плотность воды (гидросмеси); $Q_э$ — подача эрлифта; ρ_0 и $Q_в$ — соответственно плотность и расход свободного (стандартного) воздуха; $Q_{в.с}$ — расход воздуха, отнесенный к среднему давлению в подъемной трубе,

$$Q_{в.с} = Q_в \frac{p_a}{p_a + \frac{\rho g h}{2}}.$$

Подставляя полученные выражения в зависимость для плотности смеси и делая элементарные преобразования, получаем

$$\rho_{см} = \frac{\rho \left(1 + \frac{\rho_0}{\rho} \frac{Q_в}{Q_э} \right)}{1 + \frac{Q_в}{Q_э} \left(\frac{p_a}{p_a + \rho g h / 2} \right)}.$$

Отношение расхода свободного воздуха к подаче эрлифта является важнейшим безразмерным энергетическим параметром эрлифта — удельным расходом воздуха

$$q = Q_v / Q_3. \quad (4.64)$$

$$\text{Тогда } \rho_{см} = \frac{\rho \left(1 + q \frac{\rho_0}{\rho} \right)}{1 + q \frac{p_a}{p_a + \frac{\rho g h}{2}}}.$$

Удельный расход воздуха обычно не превышает $100 \text{ (м}^3/\text{м}^3\text{)}$, а отношение плотностей воздуха и воды находится в пределах $0,001-0,08$, поэтому вторым слагаемым можно пренебречь и тогда

$$\rho_{см} = \frac{\rho}{1 + q \frac{p_a}{p_a + \frac{\rho g h}{2}}} \quad \text{или} \quad \rho_{см} = \frac{\rho}{1 + q_{п}}, \quad (4.65)$$

В этой зависимости

$$q_{п} = q \frac{p_a}{p_a + \frac{\rho g h}{2}}, \quad (4.66)$$

где $q_{п}$ — удельный расход воздуха, приведенный к среднему давлению в подъемном трубопроводе и определяющий газонасыщенность смеси.

Принимая движение потока в подъемном трубопроводе установившимся, можно записать

$$\rho h = \rho_{см} (h + H) + a_3 \rho_{см} Q_{см}^2,$$

где $Q_{см}$ — расход смеси, приведенный к среднему давлению в подъемном трубопроводе,

$$Q_{см} = Q_3 \left(1 + q \frac{p_a}{p_a + \frac{\rho g h}{2}} \right);$$

a_3 — сопротивление труб эрлифта.

Подставляя в уравнение значения объемного расхода и плотности смеси и решая его относительно подачи, получаем основное уравнение эрлифта

$$Q_3 = \frac{1}{1 + q \frac{p_a}{p_a + \frac{\rho g h}{2}}} \sqrt{\frac{h}{a_3} \left(1 + q \frac{p_a}{p_a + \frac{\rho g h}{2}} - \frac{1}{\alpha} \right)}. \quad (4.67)$$

Из зависимости (4.67) ясно, что для эрлифта неизменного диаметра, постоянных абсолютных и относительных погружений

подача зависит от удельного, а следовательно, и абсолютного расхода воздуха и может быть представлена расходной характеристикой, которая наиболее надежно получается экспериментально (см. рис. 4.40,б).

Важным энергетическим показателем является к. п. д. эрлифта, определяемый отношением полезной мощности к мощности вводимого потока сжатого воздуха.

Подставляя значения полезной мощности и вводимой при изотермическом сжатии, получаем

$$\eta_3 = \frac{\rho g H}{q p_a \ln \left(1 + \frac{\rho g h}{p_a} \right)}. \quad (4.68)$$

На расходной характеристике эрлифта указана рабочая зона эрлифта $A-B$, при которой к. п. д. не ниже 0,85 от максимального значения. Кривые начинаются от значения барботажного расхода воздуха [формула (4.63)].

Удельный расход q воздуха зависит в основном от относительной глубины погружения и надежно определяется экспериментально — для длинных эрлифтов (рис. 4.40,з) и для коротких (рис. 4.40,в).

Если известны удельный и абсолютный расходы воздуха, то подача эрлифта

$$Q_3 = Q_в / q. \quad (4.69)$$

Эрлифт обладает важным свойством самовыравнивания, т. е. приспособления подачи при постоянном расходе воздуха к изменяющемуся притоку воды. Рост притока по сравнению с нормальным приводит к повышению уровня воды, росту относительного погружения α , что в соответствии с кривыми (рис. 4.40,в, з) снизит удельный расход воздуха q (рис. 4.40,д) и при его постоянном расходе увеличит подачу. При уменьшении притока соответственно уменьшится относительное погружение, увеличится удельный расход и снизится подача.

В случае если высота подъема значительна и относительное погружение менее 0,15, то приходится применять многосекционные эрлифты (рис. 4.40,е). Секции проектируются так, чтобы относительное погружение каждой было бы не менее 0,3—0,4.

Первая секция 1 (рис. 4.40,е) погружена на глубину h_1 и поднимает на высоту H_1 . Из воздухоотделителя 2 гидросмесь по трубопроводу 4 поступает в промежуточное приемное устройство второй секции 7 и через смеситель 6 по подъемной трубе направляется в воздухоотделитель 3. Вторая секция погружена на глубину h_2 и имеет переподем H_2 . Снабжение эрлифта воздухом осуществляется одним компрессором 5. Опыт эксплуатации пятиступенчатого эрлифтного подъема на шахте 50 лет СССР ПО «Краснодонуголь» показал, что эта схема надежна и эффективна.

В случаях, когда нет возможности обеспечить требуемую глубину погружения, можно применить совместную работу центро-

бежного насоса и эрлифта (рис. 4.40,ж). Вместо первой ступени эрлифта применен насос 2, подача которого равна подаче эрлифта. Насос подает воду (гидросмесь) по нагнетательному трубопроводу 1. Ниже наиболее высокого значения напора насоса располагается смеситель 3 эрлифта, при этом обеспечивается требуемое погружение. Высота подъема эрлифта $H = H_r - H_n$.

Относительное погружение $\alpha = \frac{h}{H_r - H_n}$, где h — глубина погружения, выбирается в зависимости от принятого относительно погружения смесителя.

Для гидравлического расчета эрлифта необходимо знать подачу Q_3 , возможную глубину погружения h и высоту подъема H , а следовательно, геометрическое относительное погружение α .

По кривым (рис. 4.40,в,г) при данном относительном погружении выбирают удельный расход воздуха. Зная удельный по формуле (4.64) или приведенный к среднему давлению расход воздуха по формуле (4.66) и относительное погружение, определяем коэффициент подачи:

для длинных эрлифтов $\frac{H+h}{D_n} > 200$

$$K_Q = 5 \sqrt{\alpha} \frac{\sqrt{q_n + \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right)}}{1 + q_n}; \quad (4.70)$$

коротких эрлифтов $\frac{H+h}{D_n} < 200$

$$K_Q = 3,68 \sqrt{\alpha} \frac{\sqrt{q_n + \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right)}}{1 + q_n}.$$

Необходимый диаметр подъемной трубы

$$D_n = \sqrt[5]{\frac{Q_3^2}{K Q^2 g}}. \quad (4.71)$$

Скорость в подводящем трубопроводе 4 (см. рис. 4.40,а) следует принимать из условий транспортирования твердого со скоростью в пределах 2—4 м/с и с учетом, что кроме угля следует удалять и металл.

Диаметр подводящего трубопровода

$$d_n = \sqrt[4]{\frac{Q_3}{\pi v}}, \quad (4.72)$$

где Q_3 — подача эрлифта, м³/ч; $v = 2 \div 4$ м/с — скорость гидросмеси.

Диаметр должен быть не менее 2—3-кратного наибольшего размера твердого.

Необходимый расход свободного воздуха

$$Q_{\text{в}} = qQ_3 = q_{\text{п}} \left(\frac{p_a + \frac{\rho g h}{2}}{p_a} \right) Q_3. \quad (4.73)$$

Параметры нагнетателя должны быть:

производительность компрессора $Q_k = (1,05 \div 1,1) Q_{\text{в}}$, где Q_k , $Q_{\text{в}}$ — соответственно производительность компрессора и расход воздуха;

рабочее избыточное давление $p_k = (1,05 \div 1,1) \rho g h$.

Основной недостаток эрлифта — сравнительно низкий к. п. д. установки, примерно в 1,3—1,5 раза ниже, чем у насосной. Несмотря на это, в определенных условиях, эрлифтный и насосный водоотлив по приведенным затратам оказываются одинаковыми, а по техническим же данным предпочтительнее эрлифтный.

Эрлифтный водоотлив по сравнению с насосным имеет следующие преимущества: выдача на поверхность загрязненной воды без осветления (ликвидируется трудно механизуемый процесс очистки емкостей); возможность транспортирования гидросмеси с высокой концентрацией твердого крупностью, равной 0,3 диаметра подводящего трубопровода; минимальные размеры специальных подземных выработок для водоотлива; расположение на поверхности электромеханического оборудования (компрессорные установки); свойство самовыравнивания, что обеспечивает автоматическое согласование колебаний притоков с подачей эрлифта; снижение трудоемкости по техническому обслуживанию водоотливных установок и доли в ней ручного неквалифицированного труда.

Трубы эрлифта в зависимости от условий могут располагаться в скважинах или стволах. Необходимое погружение обеспечивается углубкой скважин или ствола на необходимую глубину или применением короткого эрлифта первой секции и использованием совместной работы грунтового насоса и эрлифта (см. рис. 4.40, ж).

Ниже приведены параметры эрлифтов для глубоких шахт, если глубина погружения 75 м, относительное погружение $\alpha = 0,33$.

Техническая характеристика эрлифтов для глубоких шахт

Подача, м ³ ч	100	100	200	200	300	300	400	400
Высота подъема, м	600	1200	600	1200	600	1200	600	1200
Число ступеней	4	8	4	8	4	8	4	8
Расход воздуха, м ³ мин	106	212	212	424	318	636	424	848
Диаметр подъемной трубы, м	0,17	0,17	0,228	0,228	0,262	0,262	0,300	0,300

Гидроэлеваторы. На значительном числе шахт в Донецком, Кизеловском и других бассейнах при проведении вертикальных и наклонных выработок притоки воды превышают 5 м³/ч, что усложняет технологию проведения выработок и труд шахтеров.

Применяющиеся для водоотлива поршневые и винтовые насосы не обеспечивают надежную откачку и требуют больших затрат труда по обслуживанию и управлению этими установками.

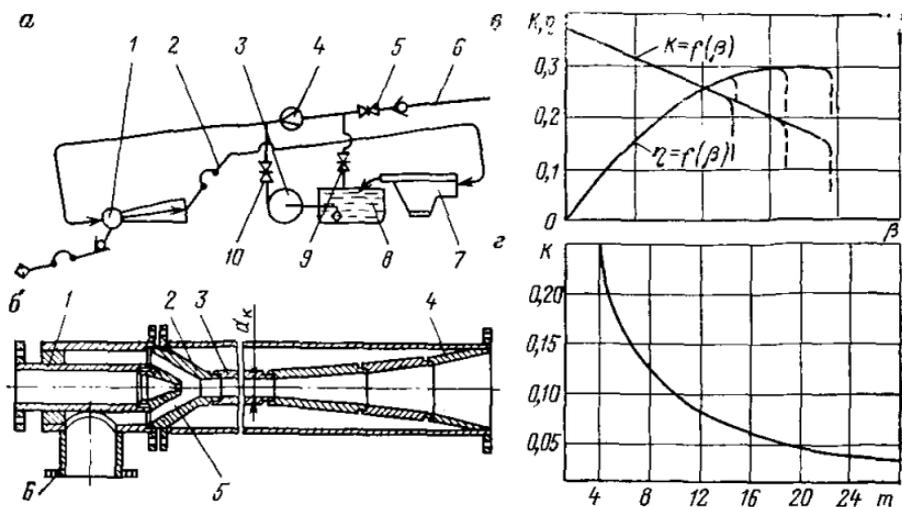


Рис. 4.41. Схемы, конструкции и характеристики гидроэлеватора: схема гидроэлеваторного водоотлива при проведении наклонных выработок (а); конструкция гидроэлеватора (б); безразмерные характеристики (в, г)

Опыт шахт Донбасса показал, что наиболее эффективным средством водоотлива в этих условиях является гидроэлеваторная установка.

Преимущества гидроэлеваторов: отсутствие вращающихся и трущихся деталей, возможность транспортирования загрязненной жидкости и откачки ее насухо.

Генератором гидравлической энергии в передвижной водоотливной установке (рис. 4.41,а) является центробежный насос 3, одна часть подачи которого используется в качестве рабочей воды для гидроэлеватора 1. Суммарный расход рабочей и откачиваемой из забоя воды по напорному трубопроводу гидроэлеватора 2 поступает в передвижной предварительный отстойник 7 непрерывного действия, где из воды выделяются крупные частицы твердого материала размером более 0,2 мм. Частично осветленная вода переливается в регулировочно-аккумулирующую емкость 8. Другая часть подачи насоса, равная подаче гидроэлеватора, по напорному трубопроводу 6 откачивается на вышележащий горизонт. Рабочий режим насоса настраивается дросселем 4 и задвижками 5 и 10.

Вслед за подвиганием забоя перемещается только гидроэлеватор. Насос и емкость переносятся ближе к забою в том случае, когда напор гидроэлеватора оказывается недостаточным для подъема воды в отстойник 7. Задвижка 9 служит для изменения режима насоса 3 при нулевой по воде подаче гидроэлеватора.

Рабочая вода поступает в гидроэлеватор (рис. 4.41,б) по трубе 1 и направляется через насадок в камеру смещения 3. Из насадки вода выходит с большой скоростью, давление уменьшается, вследствие этого жидкость из подвода 5 увлекается струей и в нем создается пониженное давление. Разность между наруж-

ным давлением и в подводе обуславливает засасывание снаружи жидкости или воздуха, который поступает по подводящей (всасывающей) трубе *б* в камеру *5* диффузора *2*.

Два потока рабочей и транспортируемой жидкости поступают в камеру смешения *3*, где происходит передача части энергии рабочей жидкости транспортируемому. Пройдя через камеру смешения, суммарный поток через диффузор *4* поступает в нагнетательный трубопровод.

Полезный напор, сообщаемый в гидроэлеваторе транспортируемой жидкости, определяется разностью полных напоров на выходе из диффузора и в подводе при постоянных значениях давления рабочей жидкости перед насадком. Ее расход при этом условии будет практически постоянным. Графически напорные характеристики гидроэлеватора до наступления кавитации (см. раздел 4.2) представляют прямые линии. Напорные характеристики, в абсолютных значениях, присущи определенному размеру. Параметры гидроэлеваторов можно представить в безразмерном виде и они будут одинаковыми для подобных устройств.

Геометрическое подобие характеризуется модулем

$$m = F_k / F_n = (d_k / d_n)^2, \quad (4.74)$$

где *m* — модуль; *F_к*, *d_к* — соответственно площадь сечения и диаметр камеры смешения *3*; *F_н* и *d_н* — площадь сечения и диаметр насадка (см. рис. 4.41,б).

Безразмерные параметры:
коэффициент подачи

$$\beta = Q_2 / Q_1 \quad (4.75)$$

и коэффициент напора

$$k = H_2 / H_1, \quad (4.76)$$

где *H₁* и *Q₁* — соответственно напор и расход рабочей воды; *H₂* и *Q₂* — соответственно напор и расход воды, транспортируемой гидроэлеватором.

Вид безразмерной характеристики $k = f(\beta)$, $\eta = f(\beta)$ гидроэлеватора зависит от модуля *m* и совершенства геометрии проточной части (рис. 4.41,в). Вертикальные участки характеристики получены при работе гидроэлеватора в кавитационном режиме.

В случае, когда рабочая и транспортируемая жидкость имеют одинаковую плотность, коэффициент полезного действия гидроэлеватора

$$\eta = \frac{Q_2 H_2}{Q_1 H_1} = \beta k. \quad (4.77)$$

Экспериментами установлена зависимость между модулем *m* и коэффициентом напора *k* шахтных гидроэлеваторов (рис. 4.41,г) в режимах с максимальным значением коэффициента полезного действия.

Данные для расчета гидроэлеватора: необходимая подача Q_2 , геометрическая высота подъема воды H_r , длина трубопровода $l_{тр}$ и напор перед насадком H_1 , определяемый напором насоса. Если гидроэлеватор предназначен для перекачки гидросмеси, то его подача должна быть не менее Q_{2min} , определяемой из условия транспортирования твердого материала,

$$Q_{2min} = 1,25 \cdot 10^5 d_{max}^{2,5} \sqrt{\frac{\rho_T - \rho}{\rho}}, \quad (4.78)$$

где d_{max} — максимальный размер твердых частиц; ρ_T и ρ — плотность соответственно твердого материала и воды.

Порядок расчета гидроэлеватора: определяется ориентировочно напор гидроэлеватора $H_2' = H_r + 0,1l_{тр}$ и значение коэффициента напора $k = H_2'/H_1$.

Используя экспериментальную зависимость, для найденного коэффициента напора определяем модуль (рис. 4.41,з) и подсчитываем диаметр камеры смешения

$$d_k = \sqrt{\frac{Q_2}{3,8 \left(1 + \frac{1}{m}\right) \sqrt{\frac{p_a - p_t}{\rho g} - H_{в.г} - a_n Q_2^2}}}, \quad (4.79)$$

где Q_2 — подача гидроэлеватора; p_a и p_t — давление соответственно атмосферное и насыщенных паров жидкости при данной температуре; $\frac{p_a - p_t}{\rho g}$ — максимальная вакуумметрическая высота всасывания (см. раздел 4.2); $H_{в.г}$ — геометрическая высота всасывания (при работе с подпором знак перед $H_{в.г}$ меняется на противоположный); a_n — сопротивление подводящего трубопровода и конфузора гидроэлеватора.

Определяется диаметр насадка $d_n = d_k \sqrt{\frac{1}{m}}$ и расход рабочей воды $Q = \mu_n \frac{\pi d_n^2}{4} 3600 \sqrt{2gH_1}$, где $\mu_n = 0,9 \div 0,93$ — коэффициент расхода насадка.

Уточняется необходимый напор гидроэлеватора

$$H = H_r + 0,1l_{тр} + a_n(Q + Q_2)^2,$$

где a_n — сопротивление нагнетательного трубопровода.

Далее уточняются коэффициент напора, модуль гидроэлеватора, диаметр камеры смешения и насадка, расход рабочей воды.

Площади сечений патрубка для подвода рабочей воды к насадку 1 , приемной камеры, подводящего патрубка 6 и диффузора на выходе должны быть такими, чтобы скорости движения потоков жидкостей были примерно одинаковыми и равными 1,5—1,8 м/с.

Объемные насосы. Откачка воды, появляющейся при проведении выработок, характеризующаяся малыми притоками (обычно меньше 20 м³/ч), но достаточно большими напорами, достигающими до 100 м, не может успешно осуществляться центробежными

насосами. В этих условиях эффективными являются объемные насосы.

В шахтных условиях применяют объемные насосы: поршневые, диафрагменные и ротационные (винтовые). Поршневые насосы могут быть прямодействующими и приводными. У прямодействующих насосов (рис. 4.42) двигателем является пневматический привод 4, на штоке которого находится поршень 3 насоса, предназначенного для водоотлива при проведении горизонтальных и наклонных выработок.

Насос имеет два цилиндра двойного действия. Поршни 3 насоса приводятся в действие поршневым пневматическим приводом 4. Вода распределяется автоматически действующими шаровыми клапанами 1 и 2.

Подача насоса определяется диаметром и ходом поршня, числом двойных ходов, которые у этого насоса соответственно 90 мм, 125 мм, 95 ход/мин, и устанавливается по зависимости

$$Q = \lambda \frac{\pi d_n^2}{4} S n z, \quad (4.80)$$

где $\lambda = f(p)$ — коэффициент подачи, учитывающий утечки через неплотности; d_n — диаметр поршня; S — ход поршня; n — число двойных ходов в секунду; z — число цилиндров, приведенное к простому действию. Из указанной зависимости следует, что подача насоса Q_T при постоянных размерах и числе двойных ходов не зависят от напора. Это ценно при проведении наклонных выработок для водоотлива, у которого приток практически мало изменяется с изменением глубины, а потребляемый напор увеличивается с глубиной (рис. 4.43,а). Уменьшение фактической подачи Q_1 при напоре H_1 связано с утечками ΔQ_1 .

У приводных поршневых насосов вращательное движение вала привода преобразуется в прямолинейное поршней насоса с помощью кривошипного механизма (рис. 4.43,б).

Подача одним поршнем $q = \frac{\pi d_n^2 c}{4}$, где q — подача одного поршня; d_n — диаметр поршня; c — скорость поршня, пренебрегая длиной шатуна, определим $c = \omega r \sin \varphi = 2\pi n r \sin \varphi$.

Подставляя значение скорости в выражение расхода, получаем

$$q = \frac{\pi^2 d_n^2 n r}{2} \sin \varphi, \quad (4.81)$$

где φ и r — соответственно угол поворота и радиус кривошипа.

Из зависимости (4.81) видно, что закон изменения подачи за один оборот кривошипа протекает по синусоиде — имеет максимум q_{\max} и минимум q_{\min} (рис. 4.43,б). Отношение разности этих расходов к среднему $q_{\text{ср}}$ оценивает степень неравномерности подачи воды в трубопровод:

$$\delta = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\text{ср}}}. \quad (4.82)$$

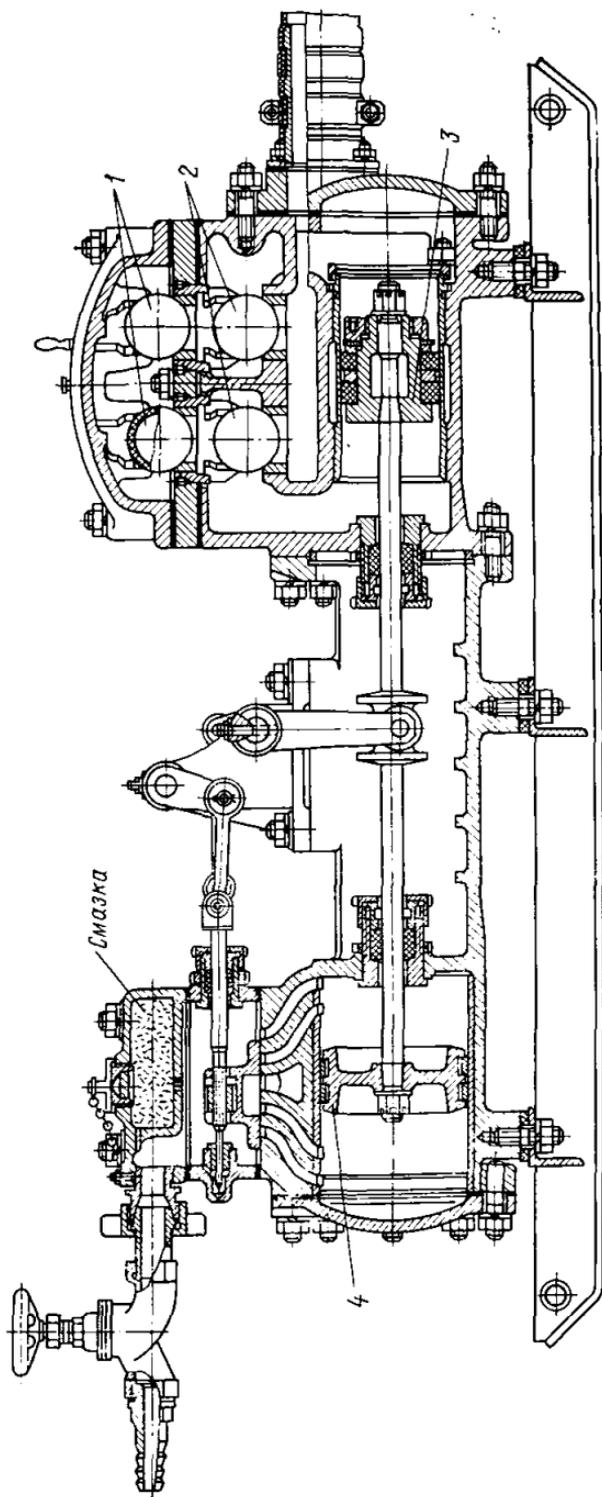


Рис. 4.42. Прямодельствующий поршневой насос ППЗ-2

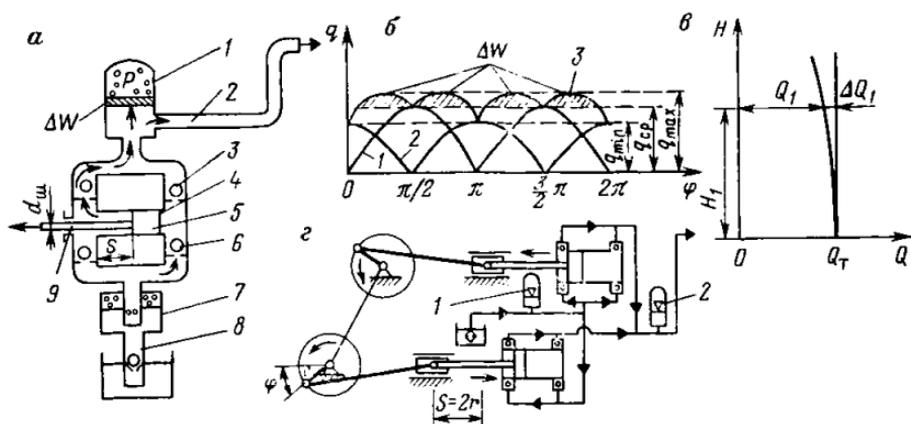


Рис. 4.43. Схема действия и кривые подачи поршневого насоса

Число цилиндров, z	1	2	3	4
Неравномерность подачи, δ	3,14	1,57	0,14	0,45

Наименьшую неравномерность имеют насосы с тремя цилиндрами. В шахтном водоотливе применялись такие насосы в вертикальном исполнении с подачами 30 и 45 м³/ч и максимальным напором до 220 м (частота вращения коленчатого вала 100—300 мин⁻¹, а частота вращения вала двигателя 730 мин⁻¹). Требуемая зубчатая передача увеличивает габариты и массу установки, поэтому в настоящее время для участкового и проходческого водоотлива они не применяются.

Для подачи растворов при бурении скважин, а также для транспортирования водоугольной смеси на большие расстояния применяются приводные поршневые насосы, состоящие из двух цилиндров двойного действия, в частности, насосы У8, у которых подача находится в пределах 72—162 м³/ч при давлении в пределах 5,5—32 МПа.

При движении поршня 5 справа налево (рис. 4.43,а) в правой части 4 создается пониженное давление (вакуум). Под действием разности давления поднимается всасывающий клапан 6 и жидкость через фильтр 7 и обратный клапан 8 поступает в цилиндр. В то же время в левой части поршень вытесняет жидкость из цилиндра, поднимая нагнетательный клапан 3 и закрывая клапан 6. Объем жидкости, вытесняемый из двух цилиндров за один двойной ход (один оборот вала), $W = 2S \frac{\pi}{4} (2d_n^2 - d_{ш}^2)$, где S — ход поршня; d_n — диаметр поршня 5; $d_{ш}$ — диаметр штока 9.

Средняя подача насоса определяется по формуле

$$Q_{ср} = 1,57nS(2d_n^2 - d_{ш}^2). \quad (4.83)$$

На графике подач для этой кинематической схемы приведены синусоиды 1 (см. рис. 4.43,б) для правой части цилиндров, 2 для левой и 3 — суммарная, определяющая расход жидкости, посту-

пающей в трубопровод. Из графика видно, что в определенные периоды в трубопровод подаются неравномерные объемы жидкости, создающие неустановившееся движение жидкости, сопровождаемое гидравлическими ударами. Подаваемые в трубопровод объемы жидкости равны объему жидкости, вытесняемому поршнем, умноженному на степень неравномерности (формула 4.82), $\Delta W = W_1 \delta$ или для рассматриваемой схемы $\Delta W = 0,45 W_1$.

Масса воды в шахтных трубопроводах значительна из-за их большой длины и диаметра. Наличие приведенного выше графика подачи воды создает в них неустановившееся движение с ускорением, определяемым поршнями,

$$j_{\text{в}} = j_{\text{п}} \frac{d_{\text{п}}^2}{d_{\text{т}}^2}, \quad (4.84)$$

где $j_{\text{в}}$ — ускорение массы воды в трубопроводе; $j_{\text{п}} = \omega^2 r \cos \varphi$ — ускорение поршня, максимальное его значение будет при $\cos \varphi = 1$; $r = S/2$ — радиус кривошипа; ω — угловая скорость; $d_{\text{т}}$ — диаметр трубопровода.

Максимальное ускорение поршня

$$j_{\text{п}} = 2\pi^2 n_{\text{в}}^2 S, \quad (4.85)$$

где $n_{\text{в}}$ — частота вращения вала.

Сила инерции массы воды $P_{\text{и}} = m j_{\text{в}}$, где $m = \frac{L \pi d_{\text{т}}^2 \rho}{4}$ — масса воды в трубопроводе; L , $d_{\text{т}}$ — соответственно длина и диаметр трубопровода.

Ускорение массы воды в трубопроводе после подстановки

$$j_{\text{в}} = 2\pi^2 n_{\text{в}}^2 S \frac{d_{\text{п}}^2}{d_{\text{т}}^2}.$$

Подставляя значения массы и ускорения воды, получаем, что $P_{\text{и}} = \frac{\rho L \pi^3 n_{\text{в}}^2 S d_{\text{п}}^2}{2}$. Напор, необходимый для преодоления силы

$$\text{инерции } P_{\text{и}}, \quad H_{\text{и}} = \frac{4P_{\text{и}}}{\rho g \pi d_{\text{т}}^2}.$$

Подставляя формулу силы инерции и делая преобразования, получаем

$$H_{\text{и}} = \pm \frac{2\pi^2 n_{\text{в}}^2 S L d_{\text{п}}^2}{g d_{\text{т}}^2}, \quad (4.86)$$

Знак плюс соответствует значению косинуса $+1$ и знак минус — косинусу -1 .

Значение этого напора весьма существенно. Например, приводные поршневые насосы, применяемые на шахтном водоотливе, имеют примерно следующие параметры: $Q = 30 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H_{\text{макс}} = 220 \text{ м}$; $n = 1,75 \text{ м}^{-1}$ (105 об/мин); $d_{\text{п}} = 0,12 \text{ м}$; $S = 0,16 \text{ м}$. Насос подает воду в трубопровод длиной $L = 300 \text{ м}$, $d_{\text{т}} = 0,1 \text{ м}$. Напор на

преодоление инерции масс воды в момент пуска насоса на заполненный водой трубопровод

$$N_{\text{н}} = \frac{2\pi^2 \cdot 0,16 \cdot 300 \cdot 0,12^2 \cdot 1,75}{g \cdot 0,1^2} = 425 \text{ м.}$$

или почти в 2 раза больше максимального. Последнее обстоятельство может привести или к разрыву цилиндра, или к опрокидыванию двигателя, вследствие чего насос нельзя будет запустить. Во избежание такого явления в приводных поршневых насосах устанавливают воздушные колпаки 1, 2 (см. рис. 4.43,а), динамические отделяющие трубопровод от насоса. В проточной части от цилиндра насоса до колпака 2 справедлив график подачи насоса (см. рис. 4.43,б).

Ускорение и скорость движения воды в трубопроводе определяются изменением давления воздуха в колпаке 1 (см. рис. 4.43,а). Колпак проектируют так, чтобы движение воды по трубопроводу 2 было квазиустановившимся, а расход воды — равным среднему. Это можно достигнуть, если в колпак будет поступать дополнительный объем, соответственно сжимая воздух. Принимая процесс сжатия изотермическим, можно записать, что среднее давление воздуха в колпаке

$$p_{\text{ср}} = \frac{p_{\text{max}} - p_{\text{min}}}{\delta}$$

и изменение объема воздуха в колпаке

$$\delta = \frac{W_{\text{max}} - W_{\text{min}}}{W_{\text{ср}}}$$

Объем воздуха в колпаке $W_{\text{ср}} = \Delta W / \delta$ при среднем давлении и должен составлять 2/3 строительного объема колпака.

Абсолютное среднее давление определяется как для любого трубопровода: $p_{\text{ср}} = p_{\text{a}} + \rho g (H_{\text{r}} + aQ^2)$.

Строительный объем колпака

$$W_{\text{к}} = 1,5 \frac{\Delta W p_{\text{ср}}}{\delta p_{\text{a}}} \quad (4.87)$$

При больших давлениях строительные размеры воздушных колпаков могут быть весьма значительными.

Тогда регулировочный объем представляет собой герметичную упругую оболочку (резиновые баллоны, отделяющие диафрагмы) и заполняется воздухом или инертным газом (азотом), сжатым до среднего давления (насос У8).

Напор на нагнетании, создаваемый насосом при работе на сеть,

$$H = H_{\text{r}} + aQ^2 + H_{\text{н}}$$

Допустимая высота и длина всасывающего трубопровода

$$H_{\text{в.г. доп}} = H_{\text{в.в. max}} - H_{\text{н}}$$

где $H_{\text{в.в. max}}$ — максимальная вакуумметрическая высота всасывания (см. раздел 4.3).

При наличии колпака напор H_n определяется по формуле (4.86), куда вместо длины нагнетательного трубопровода подставляется расстояние от цилиндра до колпака.

Мощность двигателя насоса $N = \frac{1,19gQH}{1000\eta_n\eta_{\text{п}}}$, где $\eta_n = 0,7 \div 0,9$ —

к. п. д. поршневого насоса; $\eta_{\text{п}} = 0,8 \div 0,9$ — к. п. д. редуктора.

Винтовые насосы, применяющиеся в шахтном водоотливе в качестве рабочего органа, имеют стальной однозаходный винт (ротор) 2 (рис. 4.44), вращающийся в резиновом статоре 1, внутренняя полость которого имеет двухзаходную винтовую поверхность с шагом, в 2 раза большим шага винта ротора. При вращении винта между ним и статором образуются свободные полости 3, куда засасывается жидкость, которая перемещается по винту от всасывания к нагнетанию. Перед началом работы насос должен быть заполнен водой, а корпус выполнен так, чтобы в нем оставалась вода при нормальной остановке.

Во время работы насоса винт 2 совершает сложное движение — он вращается вокруг собственной оси, которая одновременно совершает планетарное движение благодаря наличию карданного вала 4.

Напорная характеристика винтового насоса такая же, как у всех объемных насосов (см. рис. 4.43, в).

Техническая характеристика насоса ВНМ-18

Подача, м ³ /ч	18—29	Частота вращения вала двигателя, мин ⁻¹	1460
Напор, м	До 80	Мощность двигателя, кВт	8
Высота всасывания, м	До 8		

Винтовые насосы по сравнению с центробежными обладают способностью самовсасывания, возможностью работать при значительных примесях абразивных частиц в воде, высоким напором при малых подачах, а по сравнению с поршневыми — простотой конструкции, отсутствием клапанов и необходимости в воздушных колпаках, меньшими габаритами и массой.

Недостатки винтовых насосов: низкие долговечность и надежность вследствие быстрого износа статора и выхода из строя карданных валов, связывающих привод с винтом.

Забойные насосы используются для откачки воды непосредственно из забоя при проведении выработок.

Для этой цели могут быть применены гидроэлеваторы, электронасосы типа ГНОУТ (см. раздел 3.4) и винтовые насосы.

Кроме этого, в настоящее время получили распространение следующие типы забойных пневматических насосов: турбонасос Н-1М с поплавковым управлением НЗВ и диафрагмовый «Байкал-2».

Турбонасос Н-1М в качестве привода имеет пневматическую турбину, вращающую ротор с частотой вращения 500—600 мин⁻¹. Привод и насос расположены в одном корпусе. Насосный узел состоит из насосного колеса диаметром 105 мм, спирального отводящего канала и диффузора, на котором предусмотрен патру-

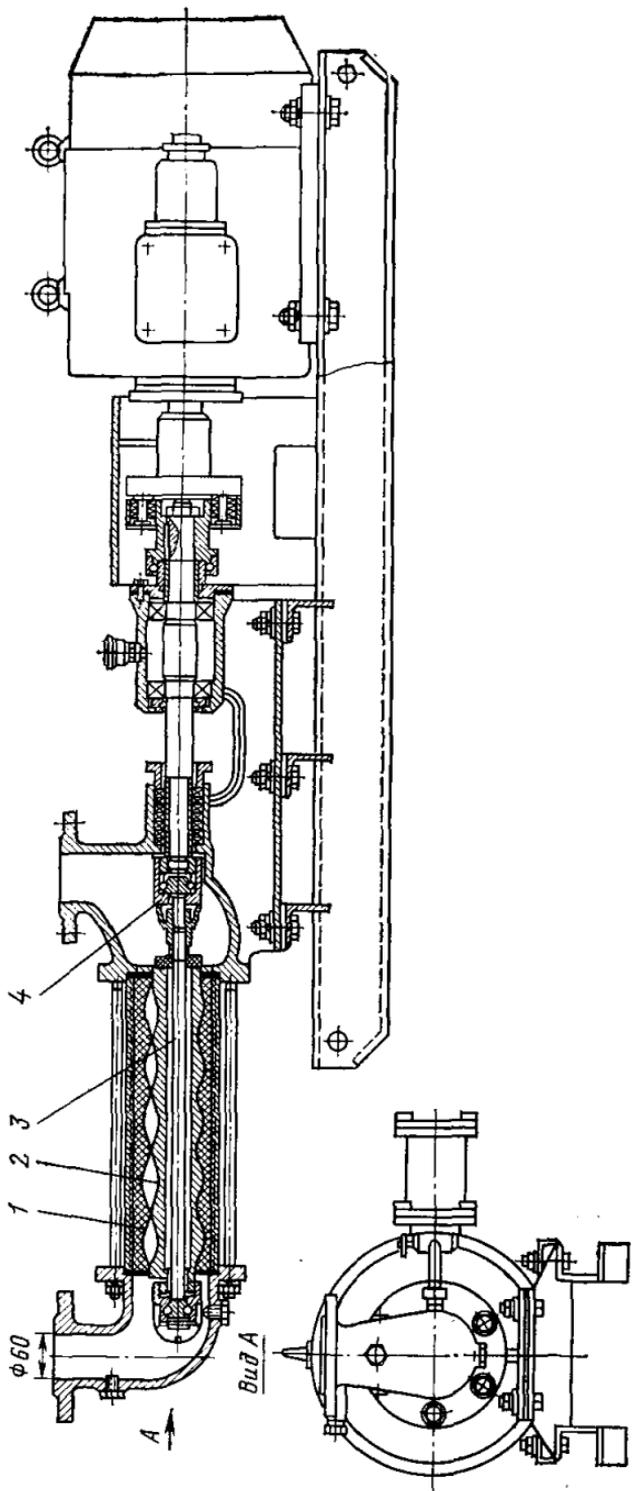


Рис. 4.44. Общий вид насоса ВНМ-18

бок для шланга. Преимущества турбонасоса: простота конструкции, малые габариты, небольшая масса, возможность переноси в любое место выработки.

Пневматический насос НЗВ для всасывания и нагнетания воды использует непосредственно давление сжатого воздуха. Управление насосом осуществляется плавающим поплавком. Воздух насос подается под давлением 0,55 МПа, его расход составляет 3 м³/мин. Возможная высота подъема до 30 м, всасывания 1,2 м. Насос не имеет вращающихся частей, прост в изготовлении, надежен в работе. При его работе исключается постоянное наблюдение.

Пневматический диафрагмовый насос «Байкал-2» обеспечивает откачку воды с большим содержанием твердого. В насосе поршни заменены гибкими диафрагмами, которые под действием сжатого воздуха совершают колебания, увеличивая и уменьшая полезный объем камеры. Управление подачи воздуха — автоматическое. Для повышения возможной высоты подъема он снабжен специальным эрлифтом, смонтированным на нагнетательной линии.

Необходимое давление воздуха составляет 0,5 МПа, расход без эрлифта — 2—3 м³/мин, с эрлифтом — 4—5 м³/мин. При включении эрлифта максимальная высота подъема воды достигает 100 м.

Вопросы для самопроверки

1. Какие особенности конструкции грунтовых насосов?
2. На каком принципе основано дозирование твердого в насос?
3. Какие основные параметры определяют работу эрлифтов?
4. Какой вид имеют расходные характеристики эрлифта и рабочие зоны?
5. В чем заключается свойство самонастраивания эрлифтов?
6. Какова схема применения гидроэлеваторов в водоотливе при проведении наклонных выработок?
7. Какие основные параметры гидроэлеватора?
8. Какие факторы влияют на неравномерность подачи поршневого насоса?
9. Назначение воздушных колпаков поршневых насосов.
10. На чем основан принцип действия поршневого насоса?

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Решающим фактором реализации поставленных XXVII съездом КПСС перед угольной промышленностью задач по наращиванию добычи угля и повышению эффективности производства является ускорение научно-технического прогресса. Ключевыми вопросами в области подземной добычи угля являются: коренное совершенствование горного хозяйства шахт на основе их реконструкции; переход на мелкооперационную технологию, в частности расширение гидродобычи; комплексная механизация и автоматизация производственных процессов с использованием микропроцессорной техники; снижение доли тяжелого неквалифицированного ручного труда; повышение долговечности и надежности горно-шахтного оборудования, снижение трудоемкости его обслуживания.

Решение этих задач потребует реконструкции шахт и строительства капитальных горизонтов.

В основных угольных бассейнах страны, где развита подземная добыча, — Донецком, Кузнецком, Кизеловском, Карагандинском, Печорском — существенно усложнились горно-геологические условия: увеличилась глубина разработки, которая достигает 1400 м, возросли газо- и водообильность, уменьшилась мощность пластов. Последние обстоятельства определили перспективу шахтных вентиляторных и водоотливных установок, которая будет развиваться в двух направлениях: совершенствование технологических схем и систем управления; усовершенствование и создание новых более эффективных вентиляторных и насосных установок.

В вентиляторных установках намечается дальнейшее усовершенствование: подводящих каналов и конструкции переключающих устройств с целью резкого снижения притечек, обуславливающих непроизводительный расход электроэнергии; систем глушения шума; аппаратуры автоматического контроля и управления, исключающей постоянное присутствие человека при работе установок и повышающей надежность и эффективность работы.

В частности, ведутся работы по созданию: установок с вертикальными секционными осевыми вентиляторами (Институт Горного дела Сибирского отделения АН СССР), а в связи с этим по снижению начальной стоимости, повышению их экономичности за счет устранения подводящих каналов, реализации принципа поблочного (вместо поагрегатного) резервирования; более совершенных реверсивных и переключающих устройств — гибких ляд и их унификации. Вносятся коррективы в проекты вентиляторных установок с целью объединения выходных частей и предотвращения тем самым обмерзания вентиляторных установок.

Ведущие в области вентиляторостроения научно-исследовательские и проектно-конструкторские институты совместно с за

водами-изготовителями ведут работы по усовершенствованию центробежных и осевых вентиляторов.

В области центробежных вентиляторов:

ведутся поисковые работы по замене некоторых вентиляторов ВЦД, имеющих большую межопорную длину вала, большие нагрузки на опоры (в которых около половины составляют нагрузки от веса вала ротора), вентиляторами одностороннего всасывания. В настоящее время разработана аэродинамическая схема ВЦО-Ц76-16, характеризующаяся высокими коэффициентами подачи и напора, а также статистическим к. п. д., равным 0,86;

прорабатывается вопрос о переходе с осевого направляющего аппарата на направляющие аппараты, расположенные не перед рабочим колесом, а во входной коробке, где скорости воздушного потока намного меньше. Конструкция эта значительно проще, чем осевого аппарата, исключает рассогласование лопаток, опоры у него вынесены из воздушного потока наружу, привод значительно проще (рычаги и тяги). Некоторое уменьшение глубины экономичного регулирования по напору (с 0,55 до 0,48) компенсируется тем, что эта глубина будет не на бумаге, а фактически. Кроме того, гибкие элементы вполне компенсируют это снижение;

находит применение для увеличения подачи и давления вентилятора гибких элементов, наклеиваемых на концы лопаток рабочих колес. Такое устройство позволяет эффективно и экономично повышать подачу и давление, обладает свойством самонастройки и практически не увеличивает массу и маховой момент ротора. Это устройство уже прошло промышленную проверку и рекомендовано Минуглепромом УССР к промышленному применению.

В области шахтных осевых вентиляторов:

широким фронтом ведутся работы по созданию IV-го поколения осевых вентиляторов — одноступенчатых регулируемых и реверсируемых вентиляторов пониженной металлоемкости. Предстоит выбрать и синтезировать окончательный вариант аэродинамической схемы такого осевого вентилятора из разработанных схем.

В этих схемах предусмотрены:

одноступенчатые осевые вентиляторы с подачей до 600 м³/с и давлением 4000 Па;

резкое снижение металлоемкости за счет выполнения их одноступенчатыми и повышения скорости колеса до 100—115 м/с;

улучшение регулировочных качеств за счет применения в них одновременного поворота лопаток рабочих колес; в связи с чем ведутся поисковые работы по созданию надежного гидропривода для одновременного поворота лопаток рабочего колеса (не только на 30—40° для регулирования, но и на 140—150° для реверсирования), по выбору материала для лопаток рабочего колеса с учетом возможности использования стеклопластика;

выполнение вентиляторов максимально унифицированными и приспособленными к замене на шахтах устаревших машин с минимальным объемом строительных работ.

Основное направление усовершенствования схем водоотлива — это создание системы с самосмывающимися водосборниками, предварительными отстойниками с механическим удалением и транспортированием твердого. В этих системах исключается применение тяжелого неквалифицированного труда по очистке от твердого водосборных емкостей.

Разрабатывается вопрос применения для автоматического управления мощными электронасосными агрегатами микропроцессорной техники, позволяющей в процессе управления осуществлять диагностику неисправностей в установке.

Наличие сложного, громоздкого энергомеханического оборудования в подземных условиях требует создания насосных камер и примыкающих горных выработок больших сечений, а также затрат ручного тяжелого труда по монтажу, демонтажу и доставке оборудования. Поэтому естественна тенденция в направлении создания водоотливных установок, не требующих насосных камер или с расположением основного электромеханического оборудования на поверхности.

Таковыми установками могут быть вертикальные погружные электронасосы или эрлифты.

Погружной электронасос через скважину или по стволу опускается в вертикальный водосборник, из которого откачивает водоприток шахт. Управление установкой полностью автоматизировано (не требуется обслуживающий персонал). Информация о работе установки передается на пульт диспетчера.

В определенных условиях откачку воды из подземных выработок можно осуществлять эрлифтами, при которых основное электромеханическое оборудование расположено на поверхности, а в подземных выработках находятся трубы, опущенные в вертикальный водосборник.

Эрлифты обладают следующими преимуществами: отсутствие в подземных условиях электромеханического оборудования (кроме труб), простота обслуживания, самонастраивание на приток, возможность откачки без очистки воды, содержащей твердое большой крупности, надежность и долговечность основного оборудования — турбо-компрессоров.

Основным недостатком эрлифтной водоотливной установки является сравнительно низкий к. п. д.

Однако, используя полезное тепло турбокомпрессора, значение его можно поднять и довести до 0,4, что близко к значению к. п. д. электронасосной установки.

Ведутся работы по разработке и освоению серийного выпуска насосов ЦНС 300—720 ... 1200, ЦНС 500—960 ... 1600, с частотой вращения 1500 м^{-1} , а также двухроторного насоса ЦНСД 850—720 ... 1200 с двумя двигателями.

В этих насосах используют взрывобезопасные электродвигатели типов ВАО и 2АЗМВ на мощности 800, 1000, 1250, 1699 и 2000 кВт. Габариты этих двигателей позволяют их опускать в шахту.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автоматизация шахтных вентиляторных установок. Изд. 2-е / Б. Х. Богопольский, М. А. Левин, К. П. Бочаров, К. В. Бакшт. М., Недра, 1976.
2. Болотских Н. С. Справочник по водопонижению. Киев, Будівельник, 1985.
3. Болотских Н. С., Слобоцкий Д. С. Борьба с подземными водами. Киев, Техніка, 1982.
4. Гидравлика и гидропривод / В. Г. Гейер, В. С. Дулин, А. Г. Боруменский, А. Н. Заря. Учебник для вузов. М., Недра, 1981.
5. Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. Изд. 2-е. М., Машиностроение, 1975.
6. Картавий Н. Г. Стационарные машины. Учебник для вузов. М., Недра, 1981.
7. Картавий Н. Г., Топорков А. А. Шахтные стационарные установки. М., Недра, 1978.
8. Ковалевская В. И., Бабак Г. А., Пак В. В. Шахтные центробежные вентиляторы. М., Недра, 1976.
9. Ковалевская В. И., Спивак В. А., Фальков В. С. Эксплуатация шахтных вентиляторов. М., Недра, 1983.
10. Ксенда И. М. Подработка поверхностных водных объектов в Донбассе. Киев, Техніка, 1982.
11. Малючиков В. В., Михайлов А. К. Энергетические насосы. Справочное пособие. М., Энергоиздат, 1984.
12. Материалистическая диалектика. Краткий очерк теории. / П. Н. Федосеев, И. Т. Фролов, В. А. Лекторский и др. М., Политиздат, 1980.
13. Методические рекомендации по применению средств механизации очистки шахтных водосборных емкостей. Донецк, ЦБНТИ Минуглепрома УССР, 1983.
14. Попов В. М. Рудничные водоотливные установки. Изд. 2-е. М., Недра, 1976.
15. Правила безопасности угольных и сланцевых шахт. М., Недра, 1986.
16. Правила измерения расходов газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами. РД50-213—80. М., Издательство стандартов, 1982.
17. Правила технической эксплуатации угольных и сланцевых шахт. М., Недра, 1976.
18. Руководство по проектированию вентиляции угольных шахт. М., Недра, 1975.
19. Руководство по ревизии и наладке главных вентиляторных установок шахт / А. С. Гофман, И. С. Меламед, И. Т. Цуцьк и др. М., Недра, 1981.
20. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту шахтных вентиляторных установок главного проветривания. М., Недра, 1983.
21. Справочник по технике безопасности и промышленной санитарии в угольных шахтах. Под ред. И. А. Бабокина. М., Недра, 1977.
22. Стационарные установки шахт. Под общей ред. Б. Ф. Братченко. М., Недра, 1974.
23. Хаджиков Р. Н., Бутаков С. А. Горная механика. Учебник для техникумов. М., Недра, 1982.
24. Центробежные вентиляторы. Под ред. Т. С. Соломаховой. М., Машиностроение, 1975.
25. Шахтные вентиляторные установки главного проветривания. Справочник. / А. Г. Бабак, К. П. Бочаров, А. Т. Волохов и др. М., Недра, 1982.
26. Шищенко Р. И., Есьман Б. И., Кондратенко П. И. Гидравлика промышленных жидкостей. М., Недра, 1976.
27. Эрлифтные установки / Гейер В. Г., Козыряцкий Л. Н., Пашенко В. С., Антонов Я. К. Донецк, ДПИ, 1982.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Автоматическое управление
— — водоотливных установок 182
- Бакковый аккумулятор 187
Блок-схема для расчета на ЭВМ:
— — — вентиляторов 138
— — — водоотливных установок 242
- Вентиляторы:
— испытание 143
— местного проветривания: 123
— — с меридиональным ускорением потока 125
— осевые: 102
— — конструкция 106, 107
— центробежные: 96
— — конструкция 100, 101
- Включение турбомашин:
— — параллельное 81
— — последовательное 79
- Внешняя сеть 6
- Водоотлив самотеком 5, 149
- Водоотливные установки:
— — центральные 150
— — главные 150
— — вспомогательные 150
— — участковые 150
— — передвижные 150
- Водоприток 146, 201
- Вентиляторные установки:
— — вспомогательные 87
— — главные 87, 91
- Водосборники:
— горизонтальные 211
— вертикальные 214
— самосмывающиеся 215
— аварийные 200
— регулировочные 200
- Входная коробка 97
- Входной патрубок 96
- Высота:
— всасывания:
— — вакуумметрическая 156, 162
— — геометрическая 156, 162
— — допустимая 156
— — подъема:
— — геометрическая 6
- Гаситель гидравлических ударов:
— — — прямого действия 226
— — — непрямого действия 226
- Гидравлический удар:
— — прямой 221
— — непрямой 222
- Гидроэлеватор 250
- Глубина регулирования 73
- Глушитель шума 115, 122, 129
- Давление:
— теоретическое 24, 72
— рабочее 219
— атмосферное 246
— абсолютное 158
— избыточное 158
— насыщенного пара 152
- Диффузор 99, 113—120
- Естественная тяга 95
- Желонка 6
- Запуск насоса:
— — центробежного 184, 185
- Заливка насосов 184, 185
- Затвор:
— гидравлический 174
- Измерение:
— напора 192
— подачи 121, 190
— мощности 195
— уровня 188
- Кавитация 156
- Кавитационный запас 160, 161
- Камера насосная 235
- Клапаны:
— поршневых насосов 256
— приемные 237
— обратные 237
- Коллектор 103
- Коэффициент:
— быстроходности 50
— давления 45
— лобового сопротивления 19
— подачи 45
— полезного действия: 39
— — — эрлифта 14
— — — гидроэлеватора 252
— — — нагнетателя 7
— — — статический 87
— — — среднезвешенный 90
— подачи эрлифта 246
— напора безразмерный 47
— подачи гидроэлеватора 252, 253
- Кривая пропорциональности 49
- Крыло 18
- Лопастные машины: 14
— — осевые 14

- — радиальные (центробежные) 14
- — теоретические 21
- Лопатка 104

Манометр:

- пружинный 192
- дифференциальный 192
- жидкостный 192

Момент 24, 117, 195

Мощность:

- полезная 7, 88
- потребляемая 87
- вентилятора 7, 87
- насоса 7, 240
- нагнетателя 7

Напор

- базразмерный
- скоростной 15, 47
- статический 15
- теоретический 24
- насоса 229
- полный 15

Нагнетатель — генератор

— струйный 243

Направляющий аппарат 70, 98

Насос:

- струйный 13
 - грунтовой 243
 - цепной 6
 - объемный 8, 12, 253
 - — пневматический 261
 - — поршневой 254
 - — винтовой 254, 259
 - — ротационный 254
 - — паровой 8, 9
 - — штанговый 9
 - погружной 179
 - центробежный 165
 - — многоступенчатый 173
 - — вертикальный 178
 - — горизонтальный 173
- Наборная характеристика
- — насоса 166, 194, 239
 - — трубопровода 239
 - — гидроэлеватора 251

Отвод 99

Обтекатель 103

Область промышленного использования вентиляторов 130

Осевое усилие 167

Очистка водосборников 211, 212, 213

Плотность:

- воды 246
 - воздуха 91
- Пневмопривод 129

Подача:

- безразмерная 45
- реальная 37
- теоретическая 24

- насоса 203
- лопастной машины 24
- эрлифта 248

Подвод 96

Подобие: 42

- геометрическое 42
- критерии 43
- законы 47

Подсосы 94

Подкачивающие устройства 179, 181, 185

Подъемная сила 19

Подпор 185

Приток воды 146

Предварительный отстойник 211

Рабочее колесо:

- осевое 22
 - центробежное 22
 - воздуха удельный 247
- Расходная характеристика
- эрлифта 245

Расходомер:

- обтекания 190, 191
- перепада давления 190, 191
- электромагнитный 190, 191
- флажковый 190, 191
- объемный 190, 191

Реверсирование вентиляционной струи 109

Режим:

- переходный 57
- помпажный 62
- рабочий 55
- устойчивый 56, 60, 63
- экономичный 63

Регулирование:

- лопастных машин 64
- вентиляторов 70, 127
- насосов 182

Резерв подачи 132

Рудничный воздух 91

Сеть:

- вентиляционная 92
- — особенности 94
- сопротивление 54
- характеристика 52

Скорость

- угловая 21
 - окружная 21
 - относительная 21
- Скип водоотливный 6

Сила:

- лобового сопротивления 19
 - подъемная 19
- Смеситель эрлифта 245
- Спиральный корпус 99
- Спрямяющий аппарат 105

Трубопровод

- нагнетательный 7

- подводящий 7
- Угол атаки 20
- Углесос 243
- Удельная:
 - частота вращения 50
 - энергия 65, 89
- Уплотнения 97
- Уравнения:
 - Бернулли 122, 154
 - Эйлера Л. 27
 - Жуковского 57
 - напорной характеристики 54
- Установка:
 - вентиляторная 87
 - — выбор 130
 - — главного проветривания 87
 - — неисправности 142
 - — проектирование 129
 - — ремонт 143
 - — техническое обслуживание 139
 - — эксплуатация 137
 - — водоотливная 228
 - — выбор 228
 - — проектирование 229
 - — ремонт 229
 - — техническое обслуживание 182
- Фаза волны 219

Характеристика

- безразмерная 45
- внешней сети 52
- волновая 58
- индивидуальная 34, 39
- кавитационная 159
- напорная 36, 52, 55
- рабочая часть 64
- трубопровода 52
- шахтных вод 146

Циркуляция 17

Эквивалентное отверстие 55

Электропривод 115

Электронасосный агрегат 179

Энергия:

- потока
- — потенциальная 16
- — удельная 65, 89
- — гидравлическая 8, 13, 14
- — механическая 7, 14

Эргазлифт 13

Эрлифт:

- одноступенчатый 245
- многосекционный 248
- вакуумный 217
- шламовый 216

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Краткая история развития и принципы действия шахтных вентиляторных и водоотливных установок	5
1.1. Краткая история развития шахтных вентиляторных и водоотливных установок	5
1.2. Роль отечественной науки и производства в развитии шахтных вентиляторных и водоотливных установок	10
1.3. Принципы действия и гидравлические схемы нагнетателей, применяемых в шахтах	12
2. Основы теории лопастных машин	17
2.1. Физические основы рабочего процесса лопастных машин	17
2.2. Подача, напор, давление и характеристики теоретических лопастных машин	20
2.3. Индивидуальные характеристики лопастных машин	34
2.4. Подобие лопастных машин	42
2.5. Работа лопастной машины на сеть	52
2.6. Регулирование лопастных машин	64
2.7. Совместная работа лопастных машин	79
3. Шахтные вентиляторные установки	87
3.1. Классификация установок, рабочая и нормальная области рабочих режимов, сравнение основных параметров осевых и центробежных вентиляторов	87
3.2. Особенности работы шахтных вентиляторных установок главного проветривания	91
3.3. Шахтные центробежные вентиляторы главного проветривания	96
3.4. Шахтные осевые вентиляторы главного проветривания	102
3.5. Шахтные вентиляторные установки главного проветривания	109
3.6. Электропривод и основы автоматизации главных шахтных вентиляторных установок	115
3.7. Вентиляторы местного проветривания	123
3.8. Проектирование вентиляторных установок главного проветривания	129
3.9. Эксплуатация, техническое обслуживание, основные неисправности, ремонт и испытание вентиляторов	138
4. Шахтные водоотливные установки	146
4.1. Шахтный водоотлив, гидравлические схемы и классификация водоотливных установок	146
4.2. Кавитация, влияние ее на подачу насоса. Вакуумметрическая высота всасывания	151
4.3. Кавитация в шахтных центробежных насосах. Допустимые вакуумметрические и геометрические высоты всасывания	156
4.4. Конструктивные особенности шахтных центробежных насосов	165
4.5. Основы системы автоматического управления шахтными стационарными водоотливными установками	182
	269

4.6. Водосборники	200
4.7. Регулирование электронасосных агрегатов при работе на приток	204
4.8. Схемы и средства, обеспечивающие снижение доли ручного труда при эксплуатации водоотливных установок	211
4.9. Гидравлический удар в шахтных водоотливных установках и меры борьбы с ним	218
4.10. Основы проектирования стационарной водоотливной установки	228
4.11. Специальные средства водоотлива и гидротранспорта	243
5. Заключение	262
Список литературы	265
Предметный указатель	266

УЧЕБНИК

Виктор Георгиевич Гейер
Григорий Маркович Тимошенко

ШАХТНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ И ВОДООТЛИВНЫЕ УСТАНОВКИ

Редактор издательства *Р. С. Яруллина*
Технический редактор *Л. Я. Голова*
Корректор *М. Е. Лукина*

ИБ № 6541

Сдано в набор 28.01.87.	Подписано в печать 20.04.87.	T-11415.
Формат 60×90 ^{1/16} . Бумага книжно-журнальная.	Гарнитура Литературная.	Печать высокая.
Усл.-печ. л. 17.0.	Усл. кр.-отт. 17.0.	Уч.-изд. л. 13.73.
Заказ 6024/762-6.	Цена 95 коп.	Тираж 9300 экз.

Ордена «Знак Почета» издательство «Недра»,
125047, Москва, пл. Белорусского вокзала, 3.

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени МПО «Первая Образцовая типография имени А. А. Жданова» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 113054, Москва, Валовая, 28

ВНИМАНИЮ СПЕЦИАЛИСТОВ!

**В ИЗДАТЕЛЬСТВЕ «НЕДРА» ГОТОВЯТСЯ К ПЕЧАТИ
И ВЫЙДУТ В СВЕТ НОВЫЕ КНИГИ**

**СПРАВОЧНИК по электроустановкам угольных предприятий.
Электроустановки угольных разрезов и обогатительных фабрик**
Под общей ред. Дегтярева В. В.
25 л.: 1 р. 70 к.

Изложен обобщенный опыт проектирования и эксплуатации систем электроснабжения угольных разрезов и обогатительных фабрик. Рассмотрены: условия применения электроустановок и особенности внешнего и внутреннего электроснабжения разрезов и обогатительных фабрик; действующие проектируемые и перспективные схемы электроснабжения горных работ с указанием области их применения. Даны методы расчета электрических нагрузок, токов к. з., заземляющих устройств и защитных средств. Приведены технические данные электрооборудования и электротехнических материалов.
Для специалистов, занимающихся проектированием и эксплуатацией электроустановок разрезов и обогатительных фабрик.

**СПРАВОЧНИК по электроустановкам угольных предприятий.
Электроустановки угольных шахт.**
Под общей ред. Дегтярева В. В., Серова В. И.
45 л.: 2 р. 70 к.

Приведены действующие в настоящее время нормативные документы, которыми необходимо руководствоваться при проектировании и эксплуатации электроустановок добывающих угольных предприятий. Дано описание электрооборудования и электротехнических материалов для угольных шахт. Изложены общие сведения по устройству электроустановок предприятий угольной промышленности. Освещены вопросы проектирования и эксплуатации подземных электроустановок угольных шахт. Рассмотрены схемы подземного электроснабжения, рудничное электрооборудование и аппаратура, подземные подстанции и распределительные пункты.
Для инженерно-технических работников угольной и горнорудной промышленности, проектных и научно-исследовательских институтов.

Интересующие Вас книги можно приобрести или заказать в магазинах книготорга, распространяющих научно-техническую литературу, и в магазинах — опорных пунктах издательства «Недра», адреса которых приведены в аннотированном плане выпуска, а также через отделы «Книга — почтой» магазинов:

№ 115 — 117334, Москва, Ленинский проспект, 40. Дом научно-технической книги;

№ 17 — 199178, Ленинград, В. О., Средний проспект, 61.

Издательство «Недра»