

установок. Так же, как и дымососы дутьевые вентиляторы выполняют односторонними и двухсторонними. Они также оснащены осевыми направляющими аппаратами. Серийно изготавливают дутьевые вентиляторы номеров 8—36. Вентиляторы горячего дутья типа ВГД и ГД предназначены для подачи первичного воздуха с температурой до 400 °С. В обозначении типа дутьевых вентиляторов, например ВДН-10, буквы означают: В — вентилятор; Д — дутьевой; Н — загнутые назад лопатки рабочего колеса.

Конструкция тягодутьевых нагнетателей не рассчитана на восприятие нагрузок от массы и теплового расширения подводящих и отводящих участков сети, за и перед ними необходимо устанавливать компенсаторы. Вентиляторы типа ДН и ВДН предназначены для установки в помещении; возможна их эксплуатация вне помещения при температуре не ниже —30 °С, дутьевые вентиляторы допускается устанавливать только после аппаратов очистки. Подбор тягодутьевых машин следует выполнять в соответствии с данными заводов-изготовителей.

Мельничные вентиляторы предназначены для пневматического транспортирования и неагрессивной угольной пыли в системах пылеприготовления котлоагрегатов, работающих на пылевидном топливе, и для подачи пылевидного топлива в пылеугольные и муфельные горелки. Конструкции этих вентиляторов выполняют с учетом уменьшения степени износа стенок спирального корпуса и рабочего колеса.

Малогабаритные вентиляторы с диаметрами рабочих колес менее 200 мм являются, как правило, встроенными вентиляторами. Будучи частью стационарных и подвижных машин и технологических установок, они должны соответствовать жестким требованиям к габаритам, массе и КПД. Привод таких вентиляторов осуществляется обычно от малогабаритных высокоскоростных электродвигателей с частотой вращения до 20 000 мин⁻¹; их подача составляет от 1 до 300 л/с, а полное давление — от 200 до 7000 Па.

Судовые вентиляторы используют в системах вентиляции машинно-котельных отделений, служебных и жилых помещений, а также для охлаждения приборов и механизмов. Помимо требований, предъявляемых к вентиляторам общего назначения, судовые вентиляторы

должны удовлетворять ряду специфических требований: быть виброударостойкими, создавать малый уровень шума, иметь небольшие габариты и массу, устойчиво работать в условиях крена и дифферента. Наиболее полно всем этим требованиям отвечают судовые вентиляторы с радиальными лопатками рабочего колеса единой серии ЦС.

Шахтные вентиляторы используют в вентиляционных системах шахт и рудников для обеспечения больших расходов и давлений. Радиальные шахтные вентиляторы применяют в основном в вентиляторных установках главного проветривания, расположенных на поверхности земли и перемещающих весь воздух, проходящий по шахте или ее крылу. Серийно выпускают вентиляторы больших номеров — № 11; 16; 25; 32 и 47.

Вентиляторы главного проветривания работают в сети с переменным сопротивлением, поэтому они имеют следующие устройства для экономичного регулирования: осевой направляющий аппарат, регулируемый привод, поворотные закрылки лопаток рабочего колеса и др. На входе в вентилятор устанавливают двойной поворот, входную коробку и тройник, на выходе из вентилятора — диффузор, поворотное колено, выходную коробку. Таким образом, вентилятор фактически является частью вентиляторной установки. Поэтому в каталогах, как правило, приведены аэродинамические характеристики вентиляторных установок, полученные в натуральных условиях или при испытаниях полупромышленных моделей вентиляторов с присоединенными элементами.

В зависимости от полного давления, создаваемого при номинальном режиме, в соответствии с ГОСТ 5976—73 с изм. вентиляторы подразделяют на вентиляторы низкого, среднего и высокого давления.

Вентиляторы *низкого* давления создают полное давление до 1000 Па. К ним относятся вентиляторы большой и средней быстроходности, у которых рабочие колеса имеют широкие листовые лопатки. Допустимая окружная скорость для таких колес не превышает 50 м/с.

Вентиляторы *среднего* давления создают полное давление до 3000 Па. Лопатки этих вентиляторов могут быть загнуты как по направлению вращения колеса, так и против направления его вращения. Максимальная окружная скорость рабочего колеса может достигать 80 м/с.

Вентиляторы *высокого* давления создают полное давление свыше 3000 Па.

Рабочие колеса вентиляторов, создающих давление до 1000 Па, как правило, имеют лопатки, загнутые назад, так как они более эффективны. В случае широких колес применяют профильные лопатки с плоским или слегка наклонным передним диском.

Полное давление более 10 000 Па могут создавать лишь вентиляторы малой быстроходности с узкими рабочими колесами, напоминающими компрессорные. Их окружная скорость при соответствующем конструктивном исполнении может достигать 200 м/с. Такие вентиляторы находят применение в системах с небольшими расходами воздуха и значительным сопротивлением.

По быстроходности вентиляторы делят на вентиляторы большой ($n_s > 60$), средней ($n_s = 30 \div 60$) и малой ($n_s < 30$) быстроходности.

Вентиляторы *большой* быстроходности имеют широкие рабочие колеса с небольшим числом загнутых назад лопаток. Коэффициент давления $\psi < 0,9$. Максимальный КПД может достигать 0,9.

К вентиляторам *средней* быстроходности относятся как вентиляторы с колесом барабанного типа с загнутыми вперед лопатками и большим диаметром входа, у которых коэффициенты давления близки к максимально возможным ($\psi \approx 3$), а КПД достигает лишь 0,73, так и вентиляторы, имеющие рабочие колеса значительно меньшей ширины с загнутыми назад лопатками, небольшими коэффициентами давления ($\psi \approx 1$) и КПД, достигающим 0,87.

Вентиляторы *малой* быстроходности имеют небольшие диаметры входа, довольно узкие рабочие колеса, небольшую ширину и раскрытие спирального корпуса. Лопатки колеса могут быть загнуты вперед и назад. КПД этих вентиляторов не превышает 0,8.

В зависимости от компоновки вентиляторы могут быть разделены на переносные, полустационарные и стационарные.

Переносные вентиляторы изготавливаются с односторонним входом и имеют цельную конструкцию (ходовая часть, корпус, а иногда и электродвигатель монтируются на общей жесткой стойке). Простота монтажа и демонтажа таких вентиляторов является существенным их преимуществом перед другими вентиляторами. К недо-

статкам переносных вентиляторов следует отнести отсутствие у них устройств для регулирования, что снижает их эксплуатационные качества. Кроме того, для осмотра и ремонта рабочего колеса эти вентиляторы нужно отсоединить от сети. Такую компоновку имеют обычно вентиляторы общего назначения.

Полустационарные вентиляторы делают с одно- и двухсторонним всасыванием. Ходовая часть и электродвигатель этих вентиляторов монтируются на общей раме. Корпус присоединяется к раме или устанавливается непосредственно на фундаменте с расположением выходного отверстия в любом нужном направлении. Регулирование подачи осуществляется с помощью направляющего аппарата. Для привода могут быть использованы многоскоростные электродвигатели.

Характерной особенностью конструкции полустационарных вентиляторов является то, что осмотр и ремонт их производятся без отсоединения от сети. Эти вентиляторы применяются для главного и шурфового проветривания шахт и рудников, в качестве дымососов и дутьевых вентиляторов, а также для общепромышленного назначения.

Стационарными выполняются крупные шахтные и рудничные вентиляторы и дымососы ТЭЦ и наиболее крупные вентиляторы общего назначения.

Конструктивной особенностью стационарных вентиляторов является то, что корпус, ходовая часть, стойка и электродвигатель взаимно связаны только фундаментом. Регулирование осуществляется осевыми или упрощенными направляющими аппаратами. Корпус стационарного вентилятора устанавливается только в одном определенном положении. При свободном выходе воздушного потока в атмосферу к выходному отверстию вентилятора присоединяют диффузор. Стационарные вентиляторы менее металлоемки, но монтаж их более сложен и требует больших первоначальных затрат. Такие установки определяются только при большом сроке их службы. Осмотр и ремонт их осуществляются без отсоединения от сети.

§ 16. Центробежные насосы

Центробежные насосы составляют весьма обширный класс насосов. Перскачивание жидкости или создание давления производится в центробежных насосах враще-

нием одного или нескольких рабочих колес. Большое число разнообразных типов центробежных насосов, изготавливаемых для различных целей, может быть сведено к небольшому числу основных их типов, разница в конструктивной разработке которых продиктована в основном особенностями использования насосов.

В результате воздействия рабочего колеса жидкость выходит из него с более высоким давлением и большей скоростью, чем при входе. Выходная скорость преобразуется в корпус насоса в давление перед выходом жидкости из насоса. Преобразование скоростного напора в пьезометрический частично осуществляется в спиральном отводе 1 (рис. 4.5) или направляющем аппарате 3. Несмотря на то что жидкость поступает из колеса 2 в канал спирального отвода с постепенно возрастающими сечениями, преобразование скоростного напора в пьезометрический осуществляется главным образом в коническом напорном патрубке 4. Если жидкость из колеса попадает в каналы направляющего аппарата 3, то большая часть указанного преобразования происходит в этих каналах.

Направляющий аппарат был введен в конструкцию насосов на основании опыта работы гидравлических турбин, где наличие направляющего аппарата является обязательным. Насосы ранних конструкций с направляющим аппаратом назывались турбонасосами.

Наиболее распространенным типом центробежных насосов являются одноступенчатые насосы с горизонтальным расположением вала и рабочим колесом одностороннего входа. На рис. 4.6 показана насосная установка, состоящая из центробежного насоса 3 типа НЦС, электродвигателя 5, служащего приводом для насоса и смонтированного вместе с ним на раме 6. Этот насос применяется в основном для откачивания чистой воды при разработке котлованов под фундаменты и траншеи, также для других подобных работ в различных отраслях промышленности и строительства. Насос оборудован всасывающим рукавом 2, снабженным фильтром 1 и напорным патрубком 4. Привод насосов этого типа, помимо электродвигателя, может осуществляться бензиновыми двигателями внутреннего сгорания. Характеристика насоса НЦС-1 приведена на рис. 4.7.

Одноступенчатые насосные установки могут быть оборудованы насосами консольного типа — типа К (рис. 4.8)

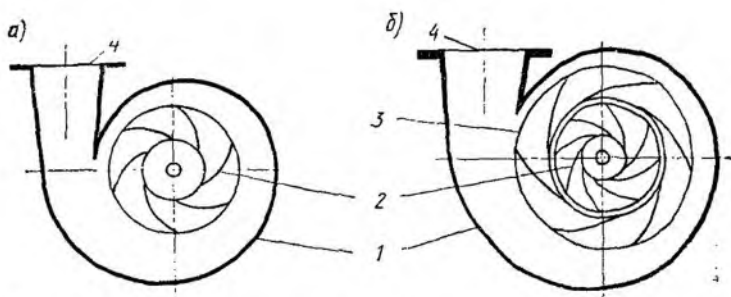


Рис. 4.5. Схема насоса со спиральным отводом
 а — без направляющего аппарата; б — с направляющим аппаратом

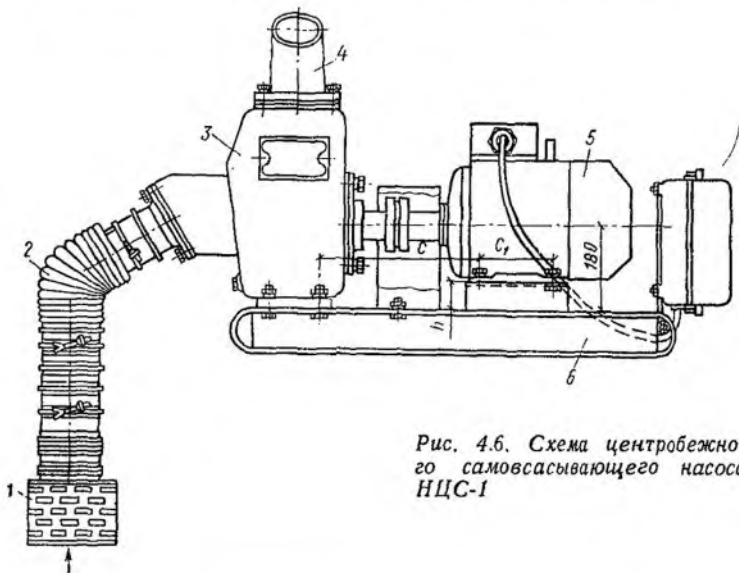


Рис. 4.6. Схема центробежно-самовсасывающего насоса НЦС-1

с приводом от электродвигателя через соединительную муфту, предназначенными для подачи чистой воды и других малоагрессивных жидкостей.

Насос типа К состоит из корпуса 2, крышки 1 корпуса, рабочего колеса 4, узла уплотнения вала и опорной стойки. Крышка корпуса отлита за одно целое со всасывающим патрубком насоса. Рабочее колесо закрытого типа закреплено на валу 9 насоса с помощью шпонки и гайки 5. У насосов мощностью до 10 кВт

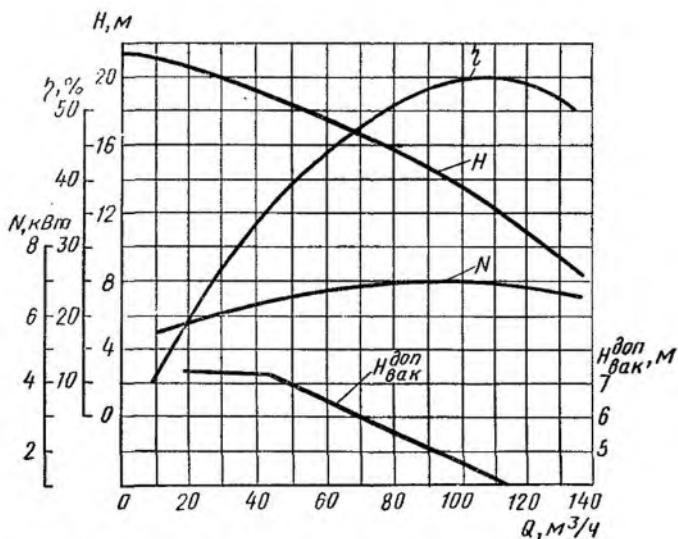


Рис. 4.7. Характеристика насоса НЦС-1

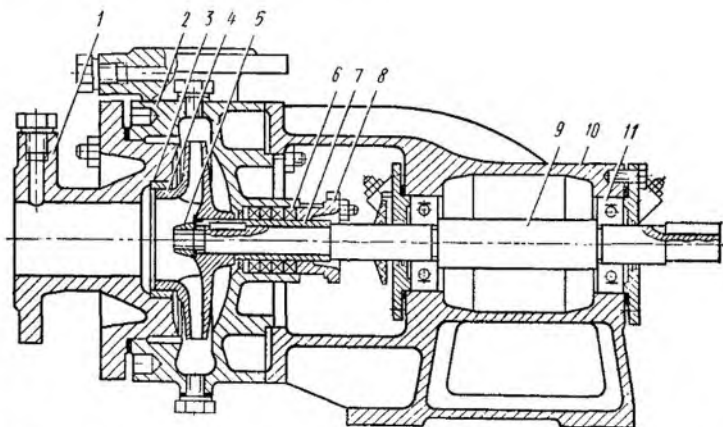


Рис. 4.8. Схема консольного насоса одностороннего всасывания типа К

рабочие колеса неразгруженные, а у насосов мощностью 10 кВт и выше разгруженные от осевых усилий. Разгрузка осуществляется через разгрузочные отверстия в заднем диске рабочего колеса и уплотнительный

поясок на рабочем колесе со стороны узла уплотнения. Благодаря разгрузке снижается давление перед узлом уплотнения вала насоса.

Для увеличения ресурса работы насоса корпус (только у насосов мощностью 10 кВт и выше) и сменные корпуса (у всех насосов) защищены сменными уплотняющими кольцами 3. Небольшой зазор (0,3—0,5 мм) между уплотняющим кольцом и уплотнительным пояском рабочего колеса препятствует перетоку перекачиваемой насосом жидкости из области высокого давления в область низкого давления, благодаря чему обеспечивается высокий КПД насоса.

Для уплотнения вала насоса применяют мягкий набивной сальник. Для повышения ресурса работы насоса и предотвращения износа вала в зоне узла уплотнения на вал надета сменная защитная втулка 7. Набивка сальника 6 поджимается крышкой сальника 8. Опорная стойка представляет собой опорный кронштейн 10, в котором в шарикоподшипниках 11 установлен вал насоса. Шарикоподшипники закрыты крышками. Смазка шарикоподшипников консистентная.

Рабочие колеса одностороннего всасывания подвержены воздействию осевой силы, которая направлена в сторону входа жидкости в рабочее колесо. Осевая сила возникает из-за того, что расположенная против входного сечения колеса площадь $A_1 = \pi D_1^2 / 4$ передней стороны заднего диска находится под действием давления всасывания p_1 , а также по величине площадь задней стороны этого диска — под давлением нагнетания p_2 .

Осевая сила T может быть вычислена из уравнения

$$T = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_s^2) (p_2 - p_1), \quad (4.1)$$

где D_1 — диаметр входа в рабочее колесо; D_s — диаметр вала.

В действительности осевая сила несколько меньше, чем вычисленная по формуле (4.1). Это объясняется тем, что, во-первых, разность давлений $p_2 - p_1$ меньше, чем полный напор насоса, так как жидкость за колесом находится во вращении, и, во-вторых, в связи с изменением направления движения жидкости в рабочем колесе от осевого к радиальному возникает противоположно направленное осевое усилие. Однако разгружающая осевая сила существенно мала по сравнению с той, которая возникает под действием разности давления на задний диск рабочего колеса.

Если в одноступенчатых насосах одностороннего всасывания осевая сила может быть надежно воспринята упорным подшипником, то это будет самым экономичным решением. В противном случае необходимо принять меры для уменьшения осевой силы, действующей на упорный подшипник. Это уменьшение может быть достигнуто только при понижении КПД насоса.

Обычно применяют один из двух методов устранения или уменьшения осевой силы. По первому методу за рабочим колесом располагают камеру 4 (рис. 4.9), отделенную от напорной полости уплотнительными кольцами с малым радиальным зазором. Камера сообщается с входной полостью 1 рабочего колеса 2 через отверстия 5, просверленные в заднем диске 3. В некоторых случаях разгрузочную камеру 4 с помощью канала 6 сообщают с входным патрубком. Устройство специального канала, соединяющего разгрузочную камеру с входным патрубком, является лучшим решением, чем сверление отверстий в диске колеса, так как струя жидкости, выходящая через эти отверстия, направлена против потока на входе в рабочее колесо и нарушает его.

При втором методе уравнивания осевой силы применяют ребра, расположенные с наружной стороны заднего диска. При вращении рабочего колеса вследствие наличия ребер снижается давление в полости между колесом и корпусом. На рис. 4.10 изображены характерные кривые осевой силы для неуравновешенного колеса (кривая 1), для колеса с разгрузочной камерой у заднего диска и девятью отверстиями диаметром 10 мм в ступице (кривая 2) и ребрами на заднем диске (кривая 3).

Как видно из графиков, изображенных на рис. 4.10, второй метод является более дешевым и эффективным по сравнению с первым; при этом увеличение мощности соответствует мощности, теряемой в обычных условиях из-за утечек.

Однако самым эффективным способом разгрузки ротора одноступенчатого насоса от осевого усилия является применение насосов с колесами двустороннего всасывания — типа Д (рис. 4.11), у которых благодаря симметрии не возникает осевого усилия. У этих насосов имеется раздвигавшийся полуспиральный подвод 3. В рабочем колесе 1 эти потоки соединяются и

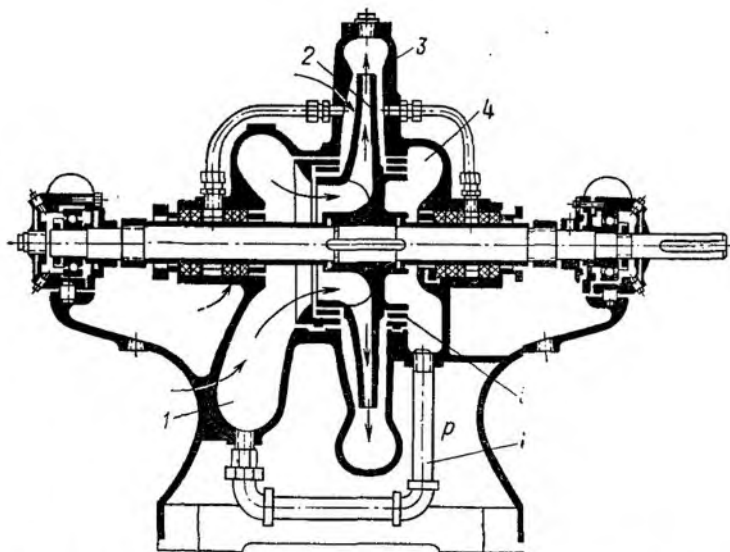


Рис. 4.9. Схема возможной разгрузки рабочего колеса от осевого усилия

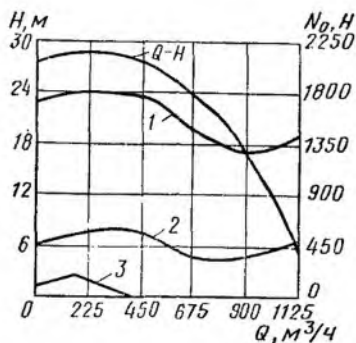


Рис. 4.10. График изменения осевой силы

выходят в общий спиральный отвод. Разъем корпуса насоса горизонтальный, благодаря чему обеспечивается возможность вскрытия, осмотра, ремонта, замены отдельных деталей и всего ротора без демонтажа трубопроводов (напорный и всасывающий патрубки подсоединены к нижней части корпуса). Вал насоса защищен от износа закрепленными на валу сменными втулками. Эти же втулки крепят рабочее колесо к осевому направ-

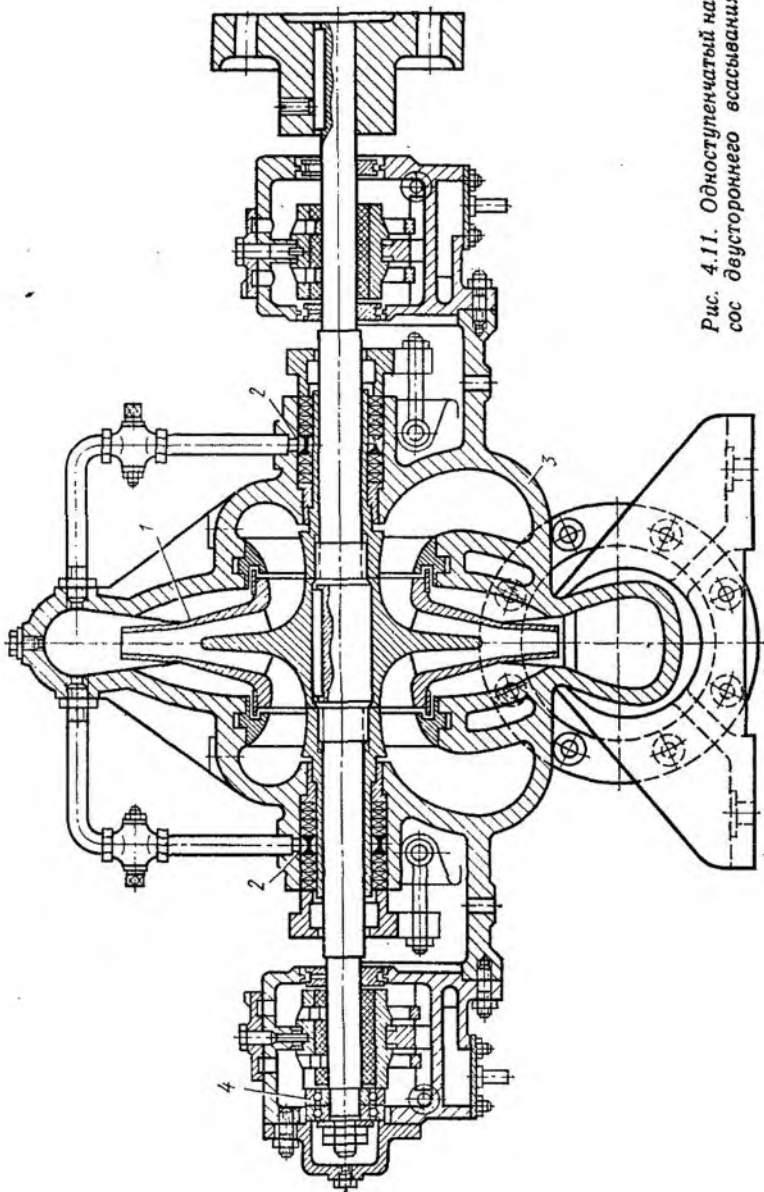


Рис. 4.11. Одноступенчатый насос двустороннего всасывания

ленин. Сальники, уплотняющие подвод насоса, имеют кольца гидравлического затвора 2. Жидкость подводится к ним под давлением из отвода насоса по трубам. Радиальная нагрузка ротора воспринимается подшипниками скольжения. Для фиксации вала в осевом направлении и восприятия осевого усилия, которое может возникнуть при неравномерном изготовлении или износе одного из уплотнения рабочего колеса, в левом подшипнике имеются радиально-упорные шарикоподшипники 4. Насосы двухстороннего всасывания имеют большую высоту всасывания, чем насосы одностороннего всасывания при тех же подаче и частоте вращения вала.

Одноступенчатые насосы имеют ограниченный напор. Поэтому когда необходимый напор насоса не может быть создан достаточно экономично одним рабочим колесом, в конструкции многоступенчатого насоса применяют ряд последовательно расположенных колес. Схема многоступенчатого секционного центробежного насоса показана на рис. 4.12. Каждая ступень такого насоса состоит из рабочего колеса 1 и направляющего аппарата 2, который направляет поток к следующему рабочему колесу. В таком насосе напор повышается пропорционально числу колес.

На рис. 4.13 изображен разрез многоступенчатого питательного турбонасоса секционного типа. Поток жидкости из всасывающей секции 1, проходя через четыре промежуточные секции 2, попадает в напорную секцию 3. Осевое усилие воспринимается гидравлическим разгрузочным устройством.

Задача уравнивания осевых сил для многоступенчатых насосов является особенно важной из-за более высоких напоров этих насосов и суммирования осевых сил, действующих на отдельные ступени. Одним из способов уравнивания осевых сил многоступенчатых насосов (рис. 4.14) является применение самоустанавливающейся гидравлической пяты. Принцип работы этой пяты состоит в следующем. Все рабочие колеса расположены так, что поток при входе в них направлен в одну и ту же сторону. За колесом последней ступени находится разгрузочная камера, сообщаемая через патрубок с полостью всасывания, находящейся перед первым колесом. Осевая сила стремится переместить ротор, а следовательно, и гидравлическую пяту в сторону

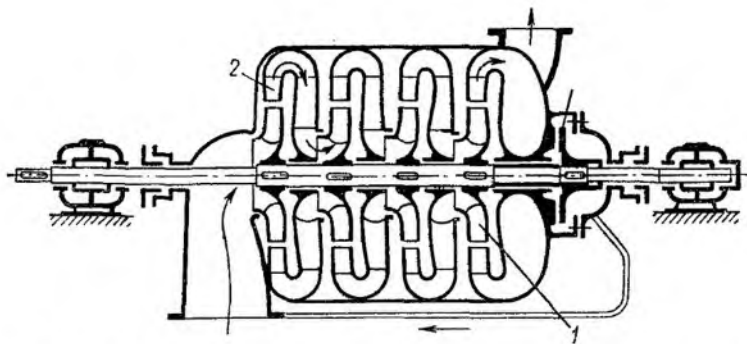


Рис. 4.12. Схема многоступенчатого секционного центробежного насоса

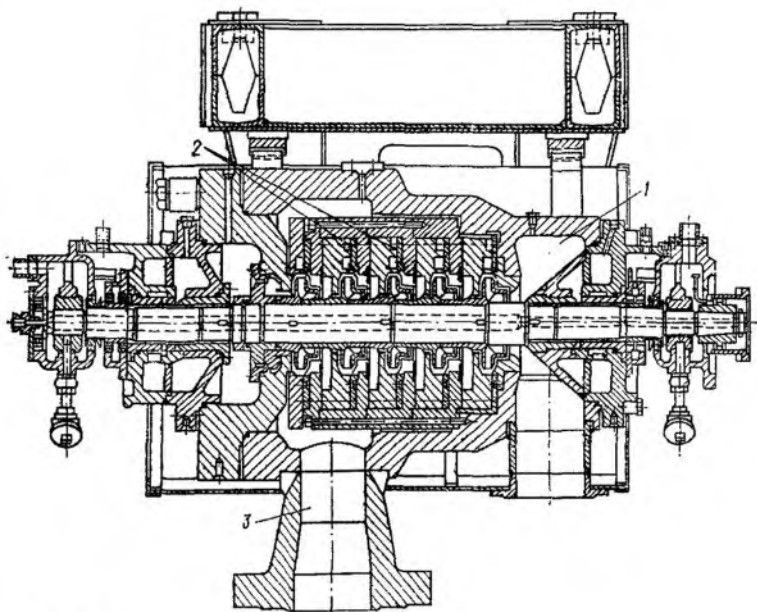


Рис. 4.13. Питательный турбонасос

всасывающего патрубка. При этом осевой зазор между гидравлической пятой и торцом втулки уменьшится, вследствие чего уменьшится давление в разгрузочной камере. Тогда под действием полного давления пяты

начнет перемещаться в обратную сторону до тех пор, пока не наступит равновесие сил, действующих на гидравлическую пята.

В ряде случаев для разгрузки насосов от осевого усилия используются многоступенчатые насосы со встречным расположением колес. На рис. 4.15 изображен двухступенчатый спиральный насос. Жидкость поступает из первой ступени во вторую по внутреннему каналу. Разъем корпуса продольный. Напорный и всасывающий трубопроводы присоединены к нижней части корпуса, что облегчает осмотр и ремонт насоса. Уплотняющие зазоры рабочих колес выполнены между сменными уплотняющими кольцами, защищающими корпус и рабочие колеса от износа. Фиксация ротора в осевом направлении осуществляется радиально-упорными шарикоподшипниками, расположенными в правом подшипнике. Расположенный со стороны всасывания сальник имеет кольцо гидравлического затвора, к которому жидкость подводится по трубке, идущей из отвода первой ступени. Сальник, расположенный справа, уплотняет подвод второй ступени. Жидкость подводится под напором, создаваемым отводом первой ступени.

В теплоэнергетике для обеспечения энергетического цикла используют более 20 различных видов насосов. Насосное оборудование теплоэлектростанций среди вспомогательного оборудования занимает первое место.

Если в качестве основного признака принять назначение насоса, то насосы можно разделить на две группы: 1) тесно связанные с работой основного эксплуатационного оборудования ТЭС; 2) разного назначения, предназначенные для технических целей. К первой группе насосов относятся те, которые заняты на следующих основных циклах работы: циркуляции воды (циркуляционные и рециркуляционные насосы), приготовления питательной воды (конденсатные насосы), теплопередачи (сетевые и бойлерные насосы), регулирования (нагнетательные насосы для питания серводвигателей регуляторов паровых турбин). Ко второй группе насосов относятся дренажные, пожарные, хозяйственные и др.

К наиболее ответственным насосам, непосредственно влияющим на надежность и экономичность работы электростанции, относятся питательные, конденсатные, циркуляционные, сетевые и багерные.

Конденсатные насосы (рис. 4.16) всех типов имеют

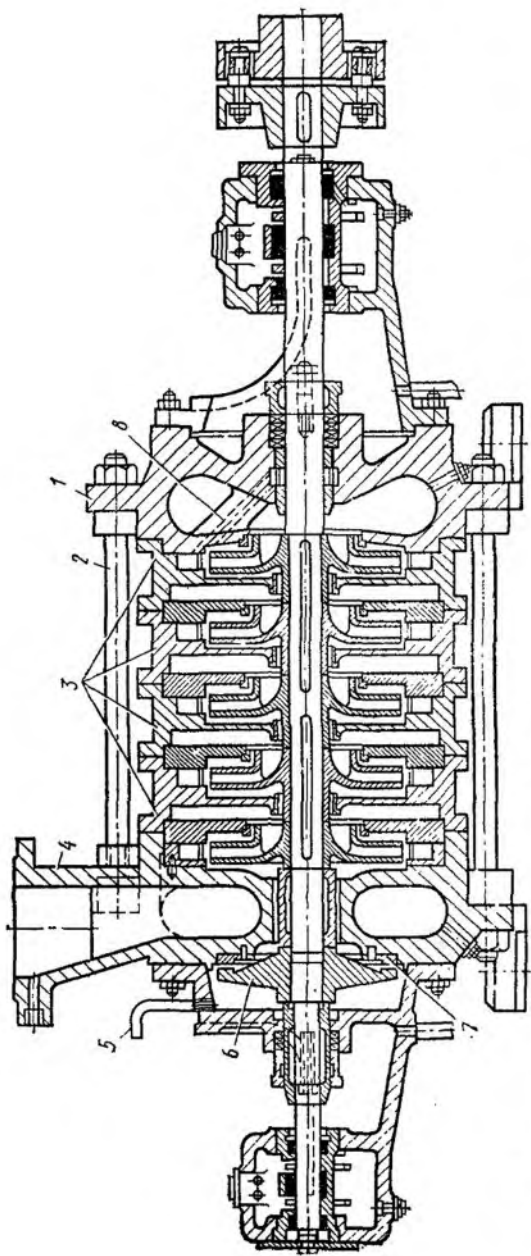
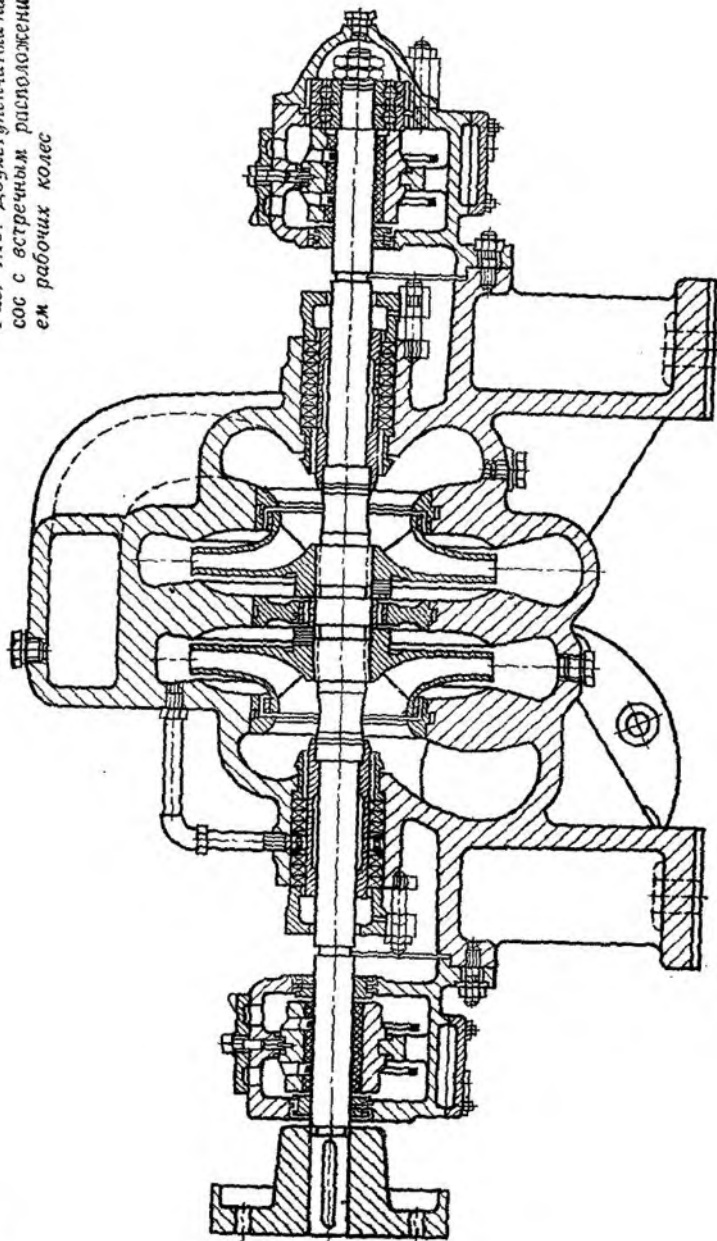


Рис. 4.14. Секционный насос с разгрузочной пятой

1 — всасывающая секция; 2 — стягивающий болт; 3 — промежуточные секции; 4 — напорная секция; 5 — соединительный патрубок; 6 — гидравлическая пята; 7 — втулка; 8 — гайка

Рис. 4.15. Двухступенчатый насос с встречным расположением рабочих колес



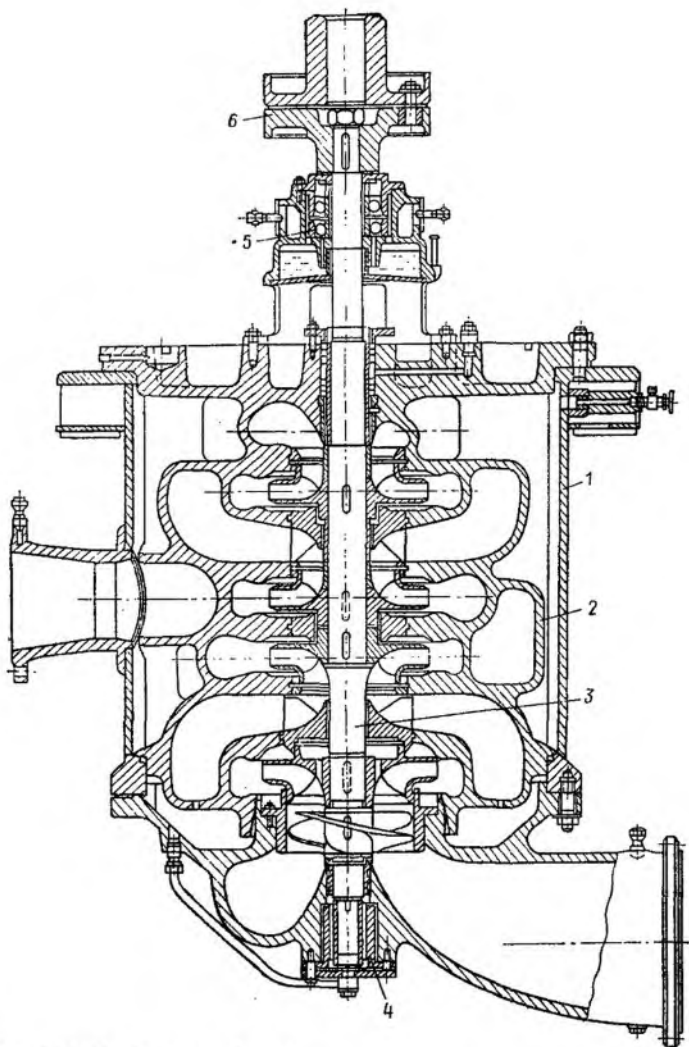


Рис. 4.16. Конденсатный насос

1 — наружный корпус; 2 — внутренний корпус; 3 — ротор; 4 и 5 — подшипник соответственно верхний и нижний; 6 — упругопальцевая муфта

принципиальное конструктивное исполнение. Это центробежные двухкорпусные вертикальные насосы спирального типа.

Для охлаждения оборудования и других технических

Рис. 4.17. Схема электронасоса ЦВЦ

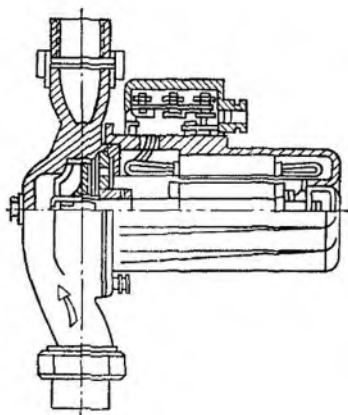
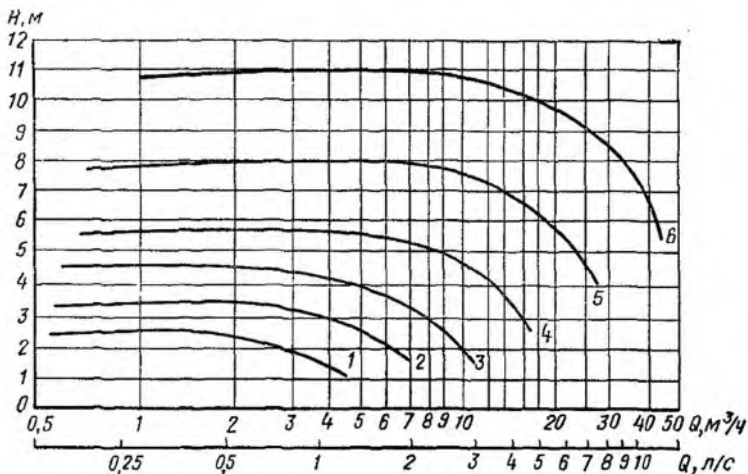


Рис. 4.18. Напорная характеристика насосов ЦВЦ

1 — для ЦВЦ 2,5-2; 2 — для ЦВЦ 4-2,8; 3 — для ЦВЦ 6,3-3,5; 4 — для ЦВЦ 10-4,7; 5 — для ЦВЦ 16-6,7; 6 — для ЦВЦ 25-9,2



целей используются циркуляционные насосы (см. рис. 4.11), подающие воду из резервуаров.

Довольно часто при проектировании автоматизированных линий систем водяного отопления используют электрические насосы типа ЦВЦ (рис. 4.17), устанавливаемые прямо на трубопроводе. Центробежные водяные циркуляционные насосы являются малозумными и предназначены для обеспечения водяного отопления. Насосы представляют собой малогабаритную моноблочную конструкцию со встроенным асинхронным короткозамкнутым электродвигателем. Рабочее колесо бес-

сальникового насоса устанавливается консольно на валу электродвигателя. Ротор двигателя с радиально-упорными подшипниками скольжения вращается непосредственно в перекачиваемой воде, которая одновременно служит смазкой для них и охлаждающей средой.

Насосы устанавливаются непосредственно на трубопроводе, что существенно упрощает их монтаж и эксплуатацию и позволяет обходиться без специального фундамента. В зависимости от типоразмера насосы соединяются с трубопроводом с помощью nippleных или фланцевых соединений. Насосы ЦВЦ используются для подачи в теплотель воды с температурой до 100°C.

Сводная характеристика электронасосов ЦВЦ приведена на рис. 4.18.

Сетевые насосы предназначены для питания теплофикационных сетей. Они устанавливаются либо непосредственно на электростанции, либо на промежуточных перекачивающих насосных станциях. В зависимости от теплового режима сети насосы должны надежно работать при значительных колебаниях температуры перекачиваемой воды в широком диапазоне подач. Как правило, насос и электродвигатель устанавливаются на отдельных фундаментах.

Бустерные насосы предназначены для подачи воды из деаэратора к питательным насосам турбоагрегата с давлением, необходимым для предотвращения кавитации в питательных насосах.

Подбор насосов осуществляется с помощью каталогов, в которых обычно приведены сведения о назначении и области применения насосов, краткое описание конструкции, технические и графические характеристики, чертежи общих видов насосов и насосных агрегатов с указанием габаритов и присоединительных размеров.

Проектным организациям рекомендуется пользоваться каталогом только при техническом проектировании. Вводится новый ГОСТ «Насосы центробежные консольные с осевым входом для воды». При рабочем проектировании за уточненными данными необходимо обращаться на заводы-изготовители.

При выборе насоса следует учитывать, что требуемые режимы работы (подача и напор) должны находиться в пределах рабочей области его характеристики.

Для иллюстрации рассмотрим метод подбора насо-

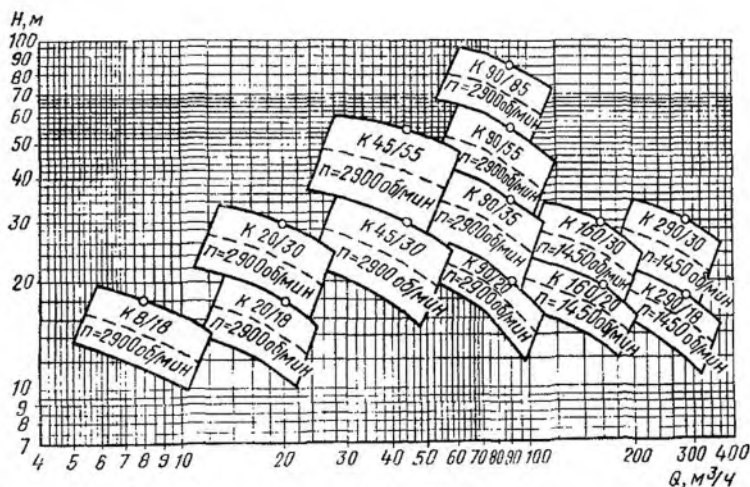


Рис. 4.19. Сводный график полей $H—Q$ для консольных насосов

сов типа К. Типоразмер насоса выбирают по максимально необходимой подаче и сопротивлению системы, в которую устанавливают насос, при этой подаче. По подаче и напору на сводном графике полей $Q—H$ (рис. 4.19) предварительно выбирают насос требуемого типоразмера, а затем по графической характеристике уточняют правильность выбора.

По графической характеристике и таблице «Техническая характеристика» определяют необходимый диаметр рабочего колеса насоса, кривая напора которого должна проходить через точку заданных параметров по подаче и напору или быть несколько выше ее.

При выборе насоса очень важно обеспечить его бескавитационную работу. Для этого необходимо убедиться, что выбранный насос по своим кавитационным качествам соответствует системе, в которую его устанавливают. Кавитационный запас системы

$$\Delta h = \frac{p_a - p_t}{\gamma} - [\pm H_0] - \sum h_w^B$$

где p_a — абсолютное давление, Па, на свободную поверхность жидкости в резервуаре, из которого ведется откачивание; p_t — давление, Па, насыщенных паров перекачиваемой жидкости при рабочей температуре; γ — удельный вес перекачиваемой жидкости, $\text{Н}/\text{м}^3$; h_w^B — суммарные потери напора, м, во всасывающем трубопроводе при максимально необходимой подаче; H_0 — геометрическая высота всасывания (геометрический подпор), м.

Величина H_0 равна расстоянию по вертикали от оси вала насоса до уровня жидкости в резервуаре, из которого ее откачивают. Она имеет знак «плюс» при расположении насоса выше уровня жидкости (высота всасывания) и знак «минус» при установке насоса ниже уровня жидкости (подпор).

Допускаемый кавитационный запас насоса Δh_d и мощность насоса определяют по графической характеристике насоса выбранного типоразмера при максимально необходимой подаче.

Насосы типа К в зависимости от диаметра рабочего колеса комплектуют различными по мощности электродвигателями. Мощность требуемого электродвигателя $N_э$ определяют из равенства

$$N_э = kN\gamma/1000,$$

где k — коэффициент запаса; N — мощность насоса на номинальном режиме (в расчетной точке), кВт.

Коэффициент запаса рекомендуется принимать следующим:

k	1,3	1,25	1,2	1,15
$N_э$, кВт	до 4	4—20	20—40	<40

По назначению $N_э$ подбирают ближайший больший по мощности комплектующий электродвигатель.

§ 17. Центробежные компрессоры

В центробежных компрессорах (турбокомпрессорах) давление газа повышается при непрерывном его движении через проточную часть машины в результате работы, которую совершают лопатки рабочего колеса компрессора. Центробежные компрессоры применяются для сжатия газов до давления 0,8 МПа (8 ат). По сравнению с поршневыми центробежные компрессоры имеют ряд преимуществ. Вследствие отсутствия возвратно-поступательного движения частей они не требуют тяжелого фундамента; ротор их вращается с постоянной угловой скоростью, а движущиеся детали соприкасаются с неподвижными деталями только в подшипниках, что позволяет использовать более дешевые быстроходные двигатели. Центробежные компрессоры более компактны. Основной недостаток центробежных компрессоров по сравнению с поршневыми заключается в том, что степень повышения давления в одной ступени комп-

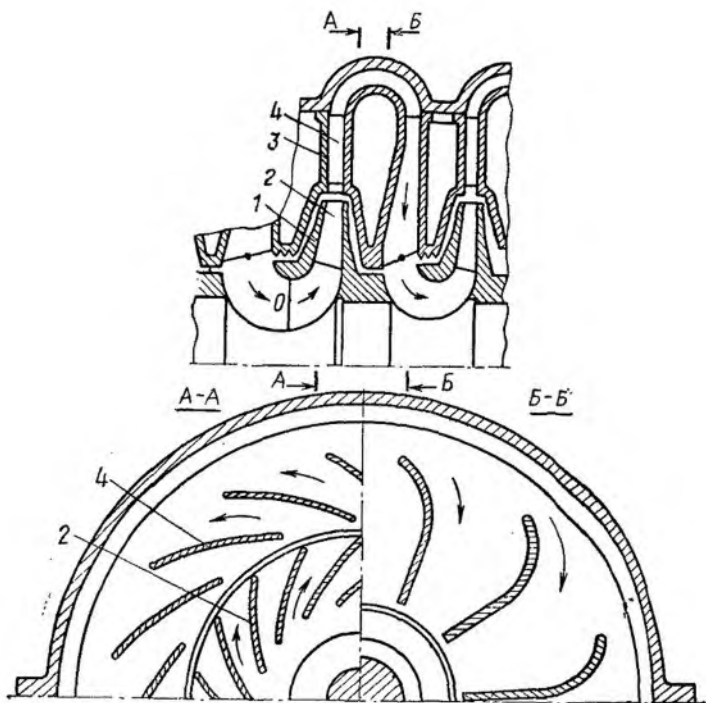


Рис. 4.20. Схема ступени центробежного компрессора

1 — рабочее колесо; 2 — лопатки; 3 — кольцевой отвод; 4 — диффузорные лопатки

рессора зависит от физических свойств газа, в первую очередь от его плотности. При сжатии легких газов до значительных давлений требуется большое число ступеней. Поэтому для обеспечения требуемой жесткости вала необходимо иметь многокорпусную машину. Центробежные компрессоры, как правило, представляют собой многоступенчатую машину.

На рис. 4.20 показана в разрезе ступень центробежного компрессора. Находящемуся между лопатками газу при вращении рабочего колеса сообщается вращательное движение, в результате чего газ под действием центробежной силы движется к периферии колеса. Затем газ попадает в диффузор, площадь которого увеличивается с увеличением радиуса, скорость частичек газа при этом снижается, а давление возрастает. Для

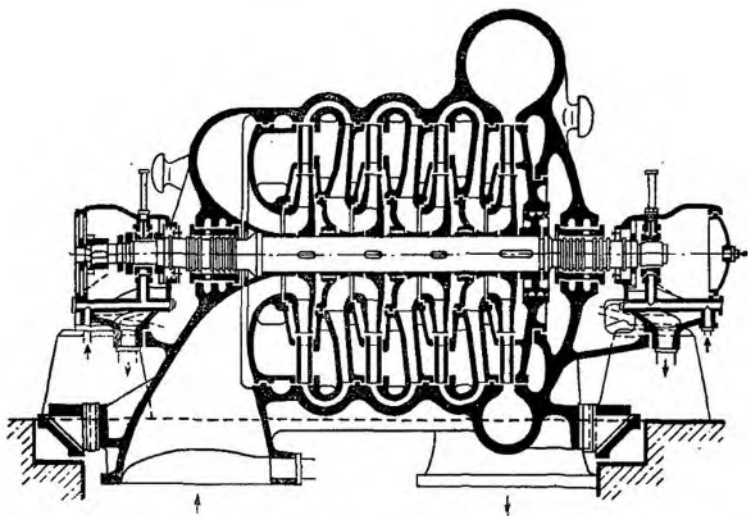


Рис. 4.21. Схема четырехступенчатого турбокомпрессора

повышения эффективности работы диффузора по превращению кинетической энергии в потенциальную служат диффузорные лопатки, упорядочивающие движение газа.

При вращении рабочего колеса в зонах, расположенных у оси вращения, давление газа становится меньше, чем во всасывающем трубопроводе, вследствие чего образуется непрерывный поток газа через проточную часть колеса и диффузор. При работе одного колеса и диффузора, образующих ступень центробежного компрессора, где происходит одноступенчатое сжатие газа, степень сжатия $\varepsilon = p_2/p_1$ невелика и составляет не более 1,2.

Для получения высокой степени сжатия газа в используют несколько ступеней компрессора. Конструктивно это обеспечивается установкой на одном валу нескольких рабочих колес, располагаемых в одном корпусе. В этом случае газ поступает в следующую ступень по каналам, образованным лопатками направляющего аппарата.

Общая степень сжатия центробежного компрессора определяется степенью сжатия его отдельных ступеней и определяется отношением давления p_2 на выходе из компрессора к давлению p_1 на входе.

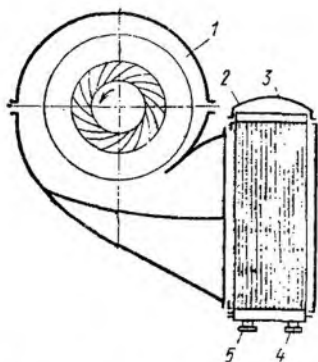


Рис. 4.22. Схема подключения промежуточного холодильника к нижней части корпуса компрессора

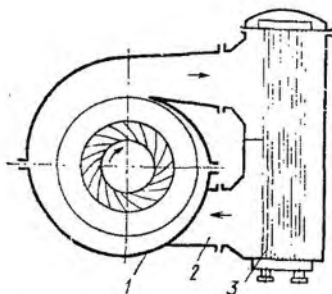


Рис. 4.23. Схема подключения промежуточного холодильника к обеим частям корпуса компрессора

На рис. 4.21 показана схема четырехступенчатого центробежного компрессора с колесом первой ступени полузакрытого типа.

Известно, что при сжатии газ нагревается, поэтому при использовании многоступенчатых компрессоров необходимо решить проблему охлаждения. Существуют два способа охлаждения: внутренний и внешний. При внешнем охлаждении газ, прежде чем попадает в следующую ступень, проходит через холодильник, а при внутреннем охлаждении корпус холодильника имеет «рубашку», через которую прокачивается охлаждающая вода. Обычно корпус холодильника представляет собой органически связанную с кожухом турбокомпрессора часть конструкции.

Большинство современных машин имеет внешнее охлаждение. Промежуточные холодильники присоединяются либо к нижней части корпуса компрессора (рис. 4.22), либо к обеим частям корпуса (рис. 4.23). Охлаждаемый газ протекает в межтрубном пространстве холодильника, а в трубах протекает охлаждающая вода.

При присоединении холодильника к нижней части корпуса газ из компрессора по улитке 1 попадает в холодильник 2. Пройдя трубный пучок 3, газ направляется в следующую ступень. Охлаждающая вода подводится в трубный пучок через патрубок 4 и отводится

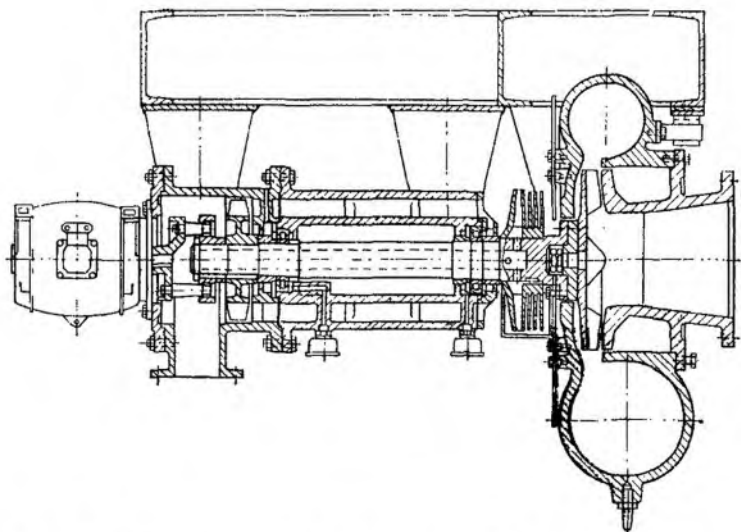


Рис. 4.24. Одноступенчатый турбокомпрессор без холодильника

через патрубок 5. К достоинствам такой компоновки относится удобство монтажа и обслуживания холодильника, к недостаткам — низкий КПД холодильника.

При присоединении холодильника к обеим частям корпуса (см. рис. 4.23) газ из улитки 1 поступает в верхнюю часть трубного пучка 3, меняет направление и через нижнюю часть пучка попадает во всасывающую камеру 2 следующей ступени. Недосток этой компоновки холодильника состоит в сложности монтажа, преимущество — в более высоком КПД.

По сравнению с внутренним охлаждением компрессоров основным преимуществом внешнего охлаждения является более интенсивное охлаждение газа, так как площадь поверхности охлаждения промежуточного холодильника значительно больше, чем у водяной рубашки.

Наиболее простыми по конструкции являются одноступенчатые центробежные компрессоры, на которых холодильники не монтируются. На рис. 4.24 показан одноступенчатый компрессор, предназначенный для сжатия горячих дымоходных газов с температурой 800°C . Подача компрессора $0,55 \text{ м}^3/\text{с}$, степень сжатия газа у него очень мала $\varepsilon = 1,0025$. Все детали, соприкасаю-

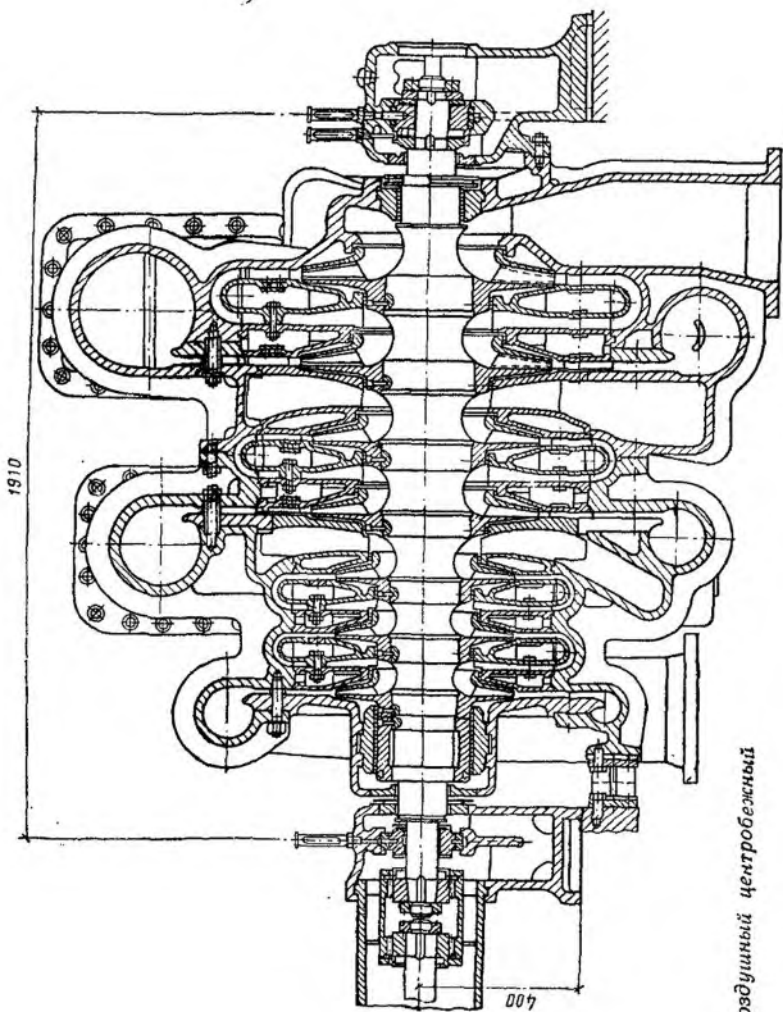


Рис. 4.25. Воздушный центробежный компрессор

щиеся с горячим газом, изготовлены из жаропрочных сталей. Чтобы теплота от рабочего колеса не передавалась на вал, между колесами и фланцем вала установлена изолирующая вставка. На валу размещено вентиляторное колесо, которое засасывает воздух по радиальным сверлениям пологого вала; этим воздухом вал охлаждается.

Одной из основных частей центробежных компрессоров с внешним охлаждением являются компрессоры, сжимающие воздух для пневматического оборудования и инструментов. Давление нагнетания в этих машинах составляет 0,6—0,9 МПа. В воздушном центробежном компрессоре (рис. 4.25) подачей 5,5 м³/ч и давлением нагнетания 0,8 МПа воздух отводится в промежуточные холодильники, установленные после второй и четвертой ступеней через асимметричные спиральные отводы. Промежуточные холодильники расположены с одной стороны компрессора.

При эксплуатации центробежных компрессоров часто возникает необходимость изменения их подачи в весьма широких пределах. Помимо этих требований необходимо обеспечивать также определенную зависимость между давлением и подачей. Так, например, для работы пневматических инструментов необходимо поддерживать в сети определенное давление независимо от изменения подачи. Для компрессоров, нагнетающих воздух в доменные печи, требуется поддержание заданной подачи при изменении давления, которое зависит от сопротивления слоя шихты в печи, толщина которого изменяется в зависимости от хода технологического процесса.

Регулирование центробежного компрессора по существу является изменением положения рабочей точки. Это изменение можно осуществлять изменением либо характеристики компрессора, либо характеристики сети.

Наиболее распространенными способами регулирования работы компрессоров являются: изменение частоты вращения ротора, изменение проточной части и дроселирование.

Если посмотреть на напорную характеристику 4 центробежного компрессора (рис. 4.26), то можно увидеть, что с уменьшением подач происходит постепенное сжатие газа до давления $p_{кр}$. Дальнейшее уменьшение подачи приводит к уменьшению давления. Теоре-

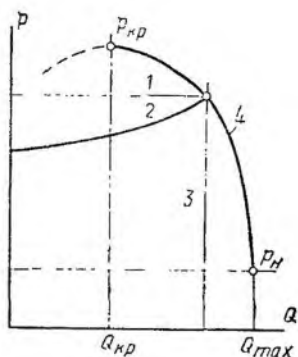


Рис. 4.26. Напорная характеристика центробежного компрессора и линии регулирования

1 — для $p = \text{const}$; 2 — для $p = f(Q)$; 3 — для $Q = \text{const}$

тически оно должно падать вдоль пунктирной линии. На практике этого не происходит. Как только давление достигает значения $p_{кр}$, периодически происходит возврат газа из области нагнетания в область всасывания, сопровождающийся интенсивными ударами, частота которых зависит от давления сжатия, плотности газов, емкости сети и т. д. Это явление называется помпажем в компрессоре. Точка на характеристике, в которой начинается помпаж, называется границей помпажа. При большом сжатии газа при помпаже возникают такие удары, что эксплуатация турбокомпрессора становится невозможной.

При отборе потребителем небольших количеств газа, когда подача компрессора меньше критической и лежит в помпажной зоне, необходимо применять антипомпажное регулирование, сущность которого состоит в следующем. Если требуемая подача компрессора Q_1 меньше $Q_{кр}$, то компрессор настраивают на подачу Q_2 , которая больше $Q_{кр}$ и лежит в устойчивой зоне. Разность расхода, равная $Q_2 - Q_1$, перепускается из линии нагнетания в линию всасывания или выбрасывается в атмосферу. Антипомпажное регулирование осуществляется только в автоматическом режиме специальными антипомпажными регуляторами. Основное отличие регулирования турбокомпрессоров от регулирования поршневых компрессоров заключается в том, что изменение давления, под влиянием которого должен переставляться регулятор, сравнительно невелико. Поэтому в большинстве случаев приходится прибегать к вспомогательным устройствам. Обычно такими вспомогательными устройствами являются либо масляные сервомо-

торы, либо мультипликаторы, когда регулирование связано с изменением подачи.

Случаю, когда компрессор должен обеспечивать постоянное давление независимо от расхода, будет отвечать характеристика, соответствующая на рис. 4.26 прямой 1; а случаю, когда расход при изменяющемся давлении постояен, — прямая 3.

Помимо отмеченных основных случаев возможен и третий, когда требуется регулирование давления нагнетания в зависимости от подачи. В этом случае для поддержания определенного давления у потребителя необходимо регулировать давление газа за компрессором. Требуемая характеристика компрессора соответствует кривой 2.

На практике выбор способа регулирования зависит от конструкции компрессора и типа привода. Если компрессор имеет привод с регулируемой частотой вращения, то это позволяет регулировать частоту вращения ротора компрессора. При повышении частоты вращения ротора конечное давление и мощность увеличиваются, при ее уменьшении давление и мощность снижаются. Регулирование изменением частоты вращения ротора является наиболее точным и экономичным.

Для центробежных компрессоров, имеющих в качестве привода асинхронный двигатель, чаще всего применяют регулирование дросселированием газа на всасывании. При этом способе регулирования с помощью дроссельной заслонки снижается давление всасывания в компрессор, в результате чего достигается снижение давления нагнетания до требуемого значения. Давление во всасывающем трубопроводе перед дроссельной заслонкой остается постоянным.

Регулирование изменениями в проточной части центробежного компрессора заключается в установке перед входом газа в рабочее колесо лопаток, снабженных механизмом поворота, и повороте лопаток диффузора. Этот способ регулирования основан на том, что если поток газа направляющими лопатками перед входом в рабочее колесо предварительно поворачивается в направлении вращения колеса, то степень сжатия будет ниже, чем при радиальном входе, и наоборот. Этот способ не получил до настоящего времени широкого распространения из-за значительного усложнения конструкции компрессора.

§ 18. Осевые вентиляторы

Освым вентилятором называется вентилятор, в котором воздух (или газ) перемещается вдоль оси рабочего колеса, вращаемого двигателем (рис. 4.27). Как и у радиальных вентиляторов, характеристики осевых вентиляторов показывают зависимость давления и мощности на валу и КПД от подачи.

Полную характеристику обычно получают экспериментальным путем при постоянной частоте вращения рабочего колеса. Пересчет параметров работы на другие частоты вращения производится по известным зависимостям (см. § 10). Форма характеристики определяется конструкцией и аэродинамическими свойствами вентилятора. В отличие от радиальных характеристика давления осевых нагнетателей часто имеет седлообразную форму.

На основе полных характеристик (рис. 4.28), используя формулы пересчета, получают универсальные характеристики осевых вентиляторов — индивидуальные, совмещенные и безразмерные.

Безразмерные параметры (коэффициенты), характеризующие вентилятор, относятся к его внешнему диаметру или к окружной скорости на внешнем диаметре. Эти параметры меняются вдоль радиуса. Например, коэффициент давления ψ изменяется обратно пропорционально радиусу. На рис. 4.29 показано распределение давлений вдоль радиуса лопастного колеса при $\psi = 0,05 \div 0,8$. Точки пересечения кривых с осью координат соответствуют случаю, когда $\Delta p_s = 0$.

Аэродинамические схемы. Под аэродинамической схемой осевого вентилятора подразумевается совокупность признаков и параметров, однозначно характеризующих проточную часть машины: число ступеней, равное числу рабочих колес; тип схемы, зависящей от наличия аппаратов, и их расположение по отношению к рабочему колесу; относительный диаметр втулки; число лопаток колеса и аппаратов, их углы установки.

Аэродинамическая схема обозначается буквами. Например, для одноступенчатых вентиляторов схема, состоящая из одного колеса, обозначается буквой К; схема, включающая кроме колеса спрямляющий аппарат — буквами К+СА; установка, оборудованная входным направляющим аппаратом, — буквами ВНА+К+

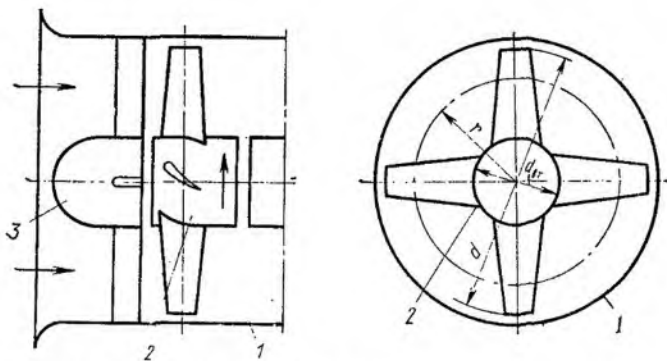


Рис. 4.27. Схема осевого вентилятора
1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3 — обтекатель

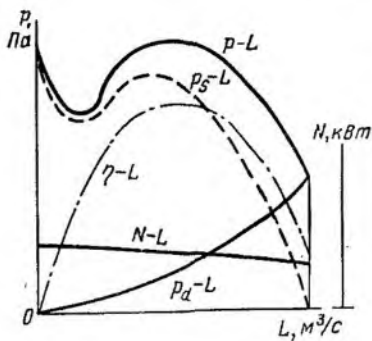


Рис. 4.28. Полная аэродинамическая характеристика осевого вентилятора

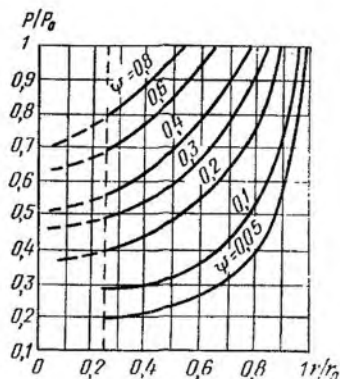


Рис. 4.29. Распределение давления вдоль радиуса за колесом осевого вентилятора

+СА. Двухступенчатые схемы имеют, например, такое обозначение: К+СА+К+СА, ВНА+К+НА+К+СА.

Каждая из схем имеет свои особенности. По схеме К обычно выполняют вентиляторы с очень малыми значениями коэффициента давления ($\psi < 0,15$), у которых относительная скорость закручивания $c_{2и}$ и связанное с ней динамическое давление незначительны. Воздух при этом подводится к рабочему колесу в осевом направлении (входной направляющий аппарат отсутствует). Конструкция проста, но КПД в области ра-

бочих режимов снижается на 5—10% из-за отсутствия спрямляющего аппарата.

В СА динамическое давление, связанное со скоростью закручивания потока за рабочим колесом, преобразуется в статическое с некоторыми потерями, обусловленными течением в его диффузорном лопаточном венце. При этом без изменения характеристики мощности увеличиваются как полное давление и КПД, так и статические давление и КПД.

В тех случаях, когда по условиям компоновки вентилятора перед ним образуется неравномерный по сечению входа поток, входной направляющий аппарат будет уменьшать эту неравномерность и ее неблагоприятное влияние на работу вентилятора.

К многоступенчатым вентиляторам относятся также вентиляторы встречного вращения, у которых рабочие колеса вращаются в противоположных направлениях, а аппарат между ними отсутствует. Получив энергию в первом колесе, закрученный поток поступает во второе колесо, которое закручивает его в противоположном направлении, продолжая передавать ему энергию. Эти вентиляторы могут иметь входной и выходной аппараты.

По назначению осевые вентиляторы делят на вентиляторы общего назначения и специальные. Вентиляторы общего назначения предназначены для перемещения чистого или мало запыленного воздуха, не содержащего взрывоопасных веществ, липкой, волокнистой и цементирующей пыли и агрессивных веществ при температуре до 40°C. Температурный предел принят из тех соображений, что при более высоких температурах значительно ухудшаются условия теплоотдачи обмоток электродвигателя, находящегося обычно в потоке перемещаемого газа.

К специальным вентиляторам относят вентиляторы, не используемые в обычных системах общеобменной вентиляции гражданских и промышленных зданий. Это вентиляторы, используемые для перемещения взрывоопасных и агрессивных примесей, шахтные вентиляторы и вентиляторы тоннельной вентиляции, потолочные вентиляторы, вентиляторы градирен, вентиляторы, встроены в технологическое оборудование, и т. д.

Для перемещения взрывоопасных примесей применяют вентиляторы, выполненные из разнородных метал-

лов: проточная часть выполнена из стали (рабочее колесо) и латуни (в корпусе имеется обечайка в зоне расположения рабочего колеса). При этом перемещаемая среда не должна иметь температуру выше 40°C, вызывать ускоренную коррозию материалов проточной части вентиляторов, содержать пыль и другие твердые примеси в количестве более 10 мг/м³, а также взрывоопасную пыль, липкие и волокнистые материалы.

Шахтные осевые вентиляторы используют в системах вентиляции подземных выработок. Вентиляторы местного проветривания предназначены для установки под землей в шахтах и рудниках и служат для проветривания тушиковых выработок, а также шахтных стволов и околоствольных выработок при их проходке. К местным вентиляторам предъявляют требования взрывобезопасности, компактности, минимальной массы, устойчивости работы в широком диапазоне расходов воздуха, простоты обслуживания и транспортабельности. Вентиляторы главного проветривания предназначены для обеспечения свежим воздухом шахт горно-добывающей промышленности. Их располагают на поверхности и они перемещают все количество воздуха, проходящего по вентиляционной сети шахты. Шахтные вентиляторные установки работают в основном на всасывание.

Вентиляторы тоннельной вентиляции служат для удаления выделяющихся в процессе эксплуатации теплоты, влаги, пыли и газов, а также поддержания в транспортных тоннелях требуемых метеорологических условий и химического состава воздуха. Работа вентиляторных установок тоннельной вентиляции сопровождается поршневым воздействием транспортных средств (поездов метрополитена и железнодорожных поездов, автомобильного транспорта).

Потолочные вентиляторы (фены) обычно применяют для турбулизации воздушной среды в помещениях, но иногда их используют для создания локального душирующего эффекта (в тех случаях, когда обеспечить требуемую подвижность воздуха вследствие его перемешивания невозможно).

По направлению вращения лопастного колеса вентиляторы могут быть правыми и левыми. Если смотреть со стороны входа воздуха, то у вентиляторов правого вращения колесо вращается по часовой стрелке.

Номер вентилятора определяет его размер, т. е. диаметр рабочего колеса, выраженный в дециметрах.

Номенклатура осевых вентиляторов, выпускаемых нашей промышленностью для использования в промышленных и гражданских зданиях, довольно ограничена и включает вентиляторы типа В-06-300 (№ 4; 5; 6,3; 8; 10 и 12,5) и В-2, 3-130 (№ 8; 10 и 12,5). Из разнородных металлов выпускаются вентиляторы лишь типа В-06-300 (№ 5; 6,3; 8; 10 и 12,5). В крышной модификации выпускается осевой вентилятор с колесом ЦЗ-04 (№ 4; 5 и 6,3). При этом рабочее колесо вращается в горизонтальной плоскости; приводом служит вертикально расположенный электродвигатель.

Потолочные вентиляторы выпускаются двух типов — «Союз» (ВПК-12, ВПК-15 и ВПК-18) и «Зангезур» (ВПМ 1-100).

Номенклатура шахтных вентиляторов и вентиляторов тоннельной вентиляции довольно обширна и приведена в специальных справочных руководствах. Отличительной особенностью этих вентиляторов (по сравнению с вентиляторами общего назначения) является высокая подача. Например, вентилятор типа ВОМД-24 (осевой двухступенчатый реверсивный с диаметром рабочих колес 2400 мм), применяемый для реверсивной вентиляции метрополитена, имеет подачу: при прямом ходе — 70 000—250 000 м³/ч, при реверсивном — 60 000—200 000 м³/ч.

На рис. 4.30 показаны различные варианты конструктивных схем соединения осевых вентиляторов с электродвигателем. В схеме 2 условия входа воздуха на рабочее колесо хуже, чем в схеме 1, поскольку электродвигатель расположен перед колесом. Схемы 3 и 5 применяются в тех случаях, когда по правилам техники безопасности или по технологическим соображениям электродвигатель нельзя устанавливать в потоке перемещаемой среды. Если по конструктивным соображениям невозможно установить электродвигатель внутри корпуса вентилятора, то применяется схема 4. В случае когда частоты вращения электродвигателя и рабочего колеса вентилятора не совпадают, применяется схема 6.

В связи с осевым направлением потока непосредственное присоединение нагнетателя к трубопроводу является самым простым конструктивным решением. При

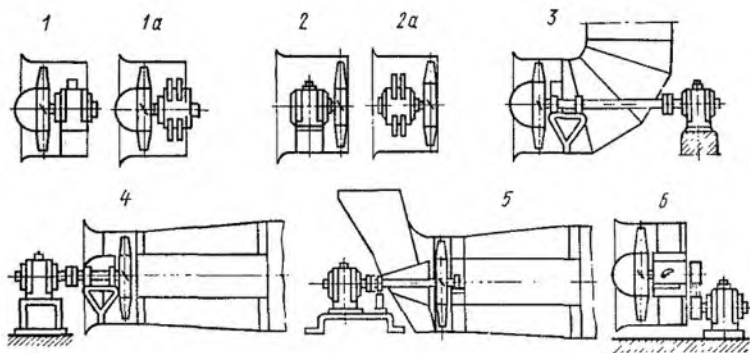


Рис. 4.30. Схемы соединения осевых вентиляторов с электродвигателями

входе в корпус чаще всего устанавливается очерченный плавной кривой коллектор. Если же перед нагнетателем имеется достаточно длинный трубопровод (такого же диаметра, что и корпус), то коллектор, естественно, становится ненужным. Следует заметить, что при очень длинных трубопроводах ($l_{\text{тп}} > 5d$) наличие пограничного слоя на стенках трубы может привести к значительному вытягиванию профиля скоростей и нарушению работы нагнетателя. В связи с этим желательно цилиндрические участки на подводах к нагнетателю делать больших, чем у нагнетателя, диаметров.

Для вентиляторных установок, работающих на всасывание, присоединительными элементами к сети могут быть:

входная коробка или входное колено для присоединения вентилятора к каналу, идущему от устья вентиляционной шахты;

выходная часть, состоящая из примыкающего к вентилятору диффузора и поворотного участка за ним. Иногда за диффузором устанавливается шумоглушитель.

Насосы с диаметром лопастей более 1 м имеют подвод в виде колена, небольшие насосы — камерный подвод.

При построении эффективной рабочей характеристики нагнетателя следует учитывать наличие различных колен и коробок, с помощью которых нагнетатель присоединяется к сети.

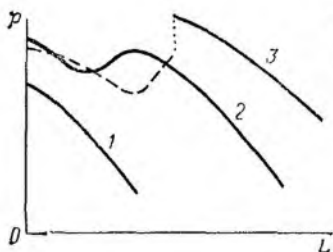


Рис. 4.31. Различные виды характеристик давления осевых вентиляторов

В зависимости от схемы вентиляторов, угла установки лопастей их рабочих колес и относительного диаметра втулки их характеристики могут иметь различную форму (рис. 4.31). При малых углах установки лопастей ($10-15^\circ$) характеристики давления обычно монотонны (кривая 1).

При увеличении угла установки характерно появление максимума давления и седловины (кривая 2) отчего вся характеристика делится на левую — нерабочую и правую — рабочую ветви. При работе на левой ветви могут образовываться вращающиеся срывные зоны, угловая скорость которых отличается от скорости вращения рабочего колеса, что приводит к возникновению переменных нагрузок на лопасти и вибрации. При еще больших углах установки происходит разрыв характеристики давления (кривая 3).

Если на характеристике имеется глубокая седловина или разрыв, то режим работы при соответствующих подачах становится неустойчивым и возникает вероятность помпажных явлений, связанных с сильными колебаниями подачи и давления, что в некоторых случаях может вывести вентилятор из строя.

При использовании нагнетателей, имеющих характеристику с разрывом, наименьшая допустимая подача обуславливается положением точки разрыва, в то время как наибольшая — выбирается из условия обеспечения минимально допустимого значения КПД. Это обстоятельство приводит к уменьшению диапазона подач, который возможен для данного вентилятора. Работа вентилятора в области, расположенной правее максимума давления, исключает опасность как появления вращающихся срывных зон, так и возникновения помпажа.

В условиях эксплуатации часто требуется, чтобы установка обеспечивала такой диапазон режимов работы, который невозможно получить с помощью характеристики, соответствующей фиксированным углам установки лопастей вентилятора и принятой частоте вращения рабочего колеса. В этих условиях выполняется регулирование вентилятора одним из следующих способов: 1) изменение частоты вращения лопастного колеса; 2) поворот лопастей рабочего колеса; 3) поворот лопаток входного направляющего аппарата; 4) дросселирование.

Последний способ регулирования, как и для радиальных вентиляторов, самый неэкономичный, так как затраты мощности мало изменяются при уменьшении подачи.

Применение способа регулирования поворотом лопастей рабочего колеса определяется двумя факторами: безопасностью работы и экономичностью (при параллельном включении учитывается также устойчивость работы).

Осевые вентиляторы с поворотными лопастями колес обладают способностью значительной (до 50%) регулировки подачи, с сохранением при этом оптимального значения КПД. Однако при этом способе регулирования требуется вентилятор особой конструкции, позволяющей изменять в известных пределах угол установки лопастей его рабочего колеса. Практически изменение угла поворота происходит в диапазоне от 15 до 45°.

Регулирование поворотом лопаток направляющего аппарата является довольно эффективным способом регулирования, так как при этом достигается значительное изменение потребляемой вентилятором мощности. Этим пользуются при запуске в работу больших вентиляторов: перед пуском НА устанавливают в положение, соответствующее наибольшему снижению мощности. Однако нужно отметить, что применение этого способа регулирования оправдано только при достаточно больших углах установки лопастей рабочего колеса (более 30°). При малых углах установки изменение характеристик давления нагнетателей незначительно и эффект регулирования подачи резко снижается.

Регулирование поворотом лопаток спрямляющего аппарата (СА) не рекомендуется, так как оно сводится к

простому дросселированию и не влияет на мощность нагнетателя.

Регулирование изменением частоты вращения лопастного колеса, хотя и является самым экономичным способом регулирования, применяется очень редко из-за сложности практического осуществления приводного устройства.

Наиболее рациональный способ регулирования в каждом конкретном случае выбирается с учетом всех показателей.

§ 19. Осевые насосы

Современная тепловая электростанция потребляет большое количество воды, подаваемой циркуляционными насосами и используемой для охлаждения оборудования и других технических целей.

В качестве циркуляционных широкое применение получили осевые насосы.

В осевых насосах рабочее колесо выполняется, как правило, погружного типа, т. е. располагается ниже уровня жидкости в приемном резервуаре, а приводной двигатель устанавливается выше этого уровня для исключения его затопления. Поэтому чаще всего осевые насосы бывают вертикального исполнения.

На рис. 4.32 приведена схема рабочего органа осевого насоса. В корпусе 1, представляющем собой прочную часть насоса, находится рабочее колесо, состоящее из ступицы 2 с установленными на ней лопастями 3. Число лопастей осевого насоса обычно не превышает шести. Энергия движущейся жидкости в рабочем колесе насоса передается по тому же принципу, что и у центробежного.

Осевые насосы могут быть *жестколопастными*, в которых лопасти рабочего колеса жестко закреплены относительно ступицы и угол их установки не может быть изменен, и *поворотн-лопастными*, в которых положение лопастей может регулироваться.

Проходя через рабочее колесо, жидкость участвует одновременно в двух движениях: переносном (вращательном) и относительном (поступательном). Для установления вращения жидкости в рабочем колесе с целью уменьшения ее напора за вращающимся рабочим колесом устанавливают неподвижный вращающийся-

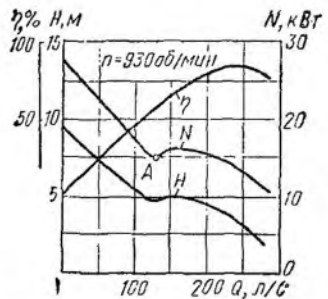
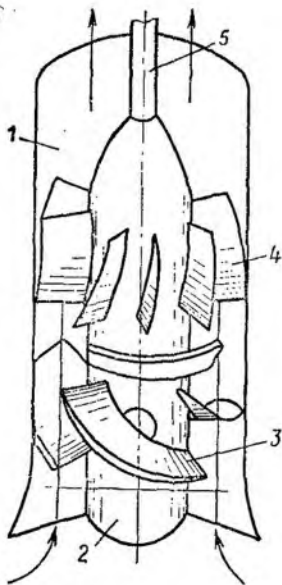


Рис. 4.33. Характеристика осевого насоса

Рис. 4.32. Схема рабочего органа осевого насоса

ся аппарат 4, состоящий из ряда лопастей. Ступица рабочего колеса насажена на вал 5, соединенный с электродвигателем. Из проточной части насоса жидкость попадает в напорный трубопровод.

Коэффициент удельной быстроходности осевых насосов $n_s > 600$, т. е. это насос, обладающий большой подачей и малым напором. Достоинством этих насосов является простота и компактность конструкции, а также возможность перекачивания загрязненных жидкостей.

В осевом насосе жидкость движется в осевом направлении вдоль цилиндрических поверхностей. Следовательно, радиусы входа и выхода жидкости из рабочего колеса одинаковы: $u_2 = u_1 = u$.

Для ориентировочных подсчетов напор, развиваемый осевым насосом, можно определить по выражению

$$H = (1/K_n^2) (u^2/2g),$$

где K_n — коэффициент папора, равный $0,0244n_s^{2/3}$; u — окружная скорость на внешнем диаметре рабочего колеса.

Теоретическую подачу осевого насоса можно определить по формуле

$$Q_T = \pi(D^2 - d^2)v_z/4,$$

где D — внешний диаметр рабочего колеса; d — диаметр ступицы (может быть принят равным $0,5D$); v_z — осевая скорость, равная $v_z = K_c \sqrt{2gH}$ (здесь K_c — коэффициент скорости, равный: $K_c \approx 0,55n_s$; H — напор насоса).

Внешний диаметр рабочего колеса определяют с помощью эмпирической формулы

$$D = K \sqrt[3]{Q/n},$$

где K — коэффициент, равный 5; Q — подача насоса, м³/с; n — частота вращения, об/мин.

Коэффициент полезного действия η большинства осевых насосов равен 0,75—0,90.

Регулирование подачи жестколопастных насосов производится изменением частоты вращения рабочего колеса, а поворотнo-лопастных насосов — изменением угла наклона лопастей. Регулирование подачи задвижкой невыгодно, так как связано с резким уменьшением КПД.

Отечественная промышленность выпускает осевые насосы типов О и ОП. Это одноступенчатые насосы с жестким креплением лопастей (тип О) и поворотнo-лопастные насосы (тип ОП), позволяющие менять угол установки лопасти во время остановки насоса. На рис. 4.33 приведена рабочая характеристика осевого насоса. На малых подачах кривая $H=f(Q)$ круто падает вниз, имея характерный перегиб в точке А. В отличие от центробежных насосов мощность осевых насосов понижается при увеличении подачи и имеет наибольшее значение при подаче, равной нулю.

Осевые насосы типа О служат для подачи пресной, морской и загрязненной воды температурой до 35°C. Осевые насосы типа ОП предназначены для подачи технически чистой воды температурой до 50°C, а также пресной и морской воды температурой до 45°C.

Подбор осевых насосов по значениям требуемых подач и напоров производится с помощью сводных графиков. На рис. 4.34 приведен сводный график полей $H=Q$ осевых насосов типа О и ОП.

§ 20. Осевые компрессоры

Осевые компрессоры предназначены для сжатия любых газов. Они получили широкое распространение в энергомашиностроении благодаря высокой быстроходности (и следовательно, большей компактности) и большим

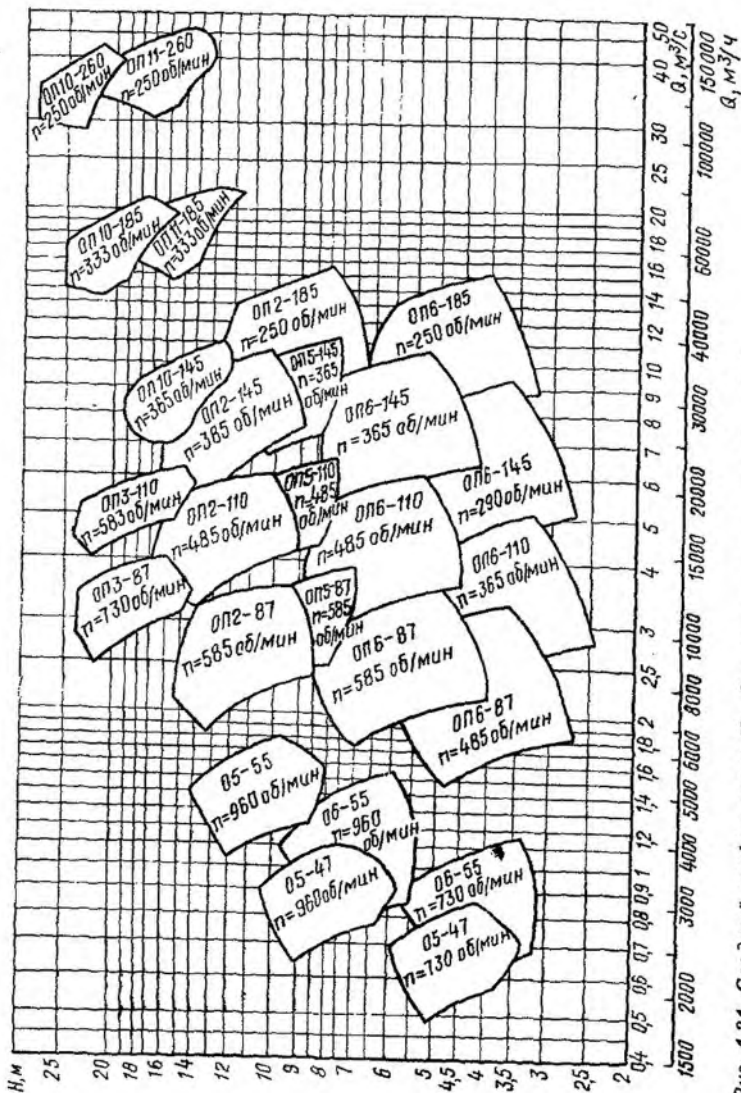


Рис. 4.34. Сводный график полей $H-Q$ осевых насосов типа О и ОП

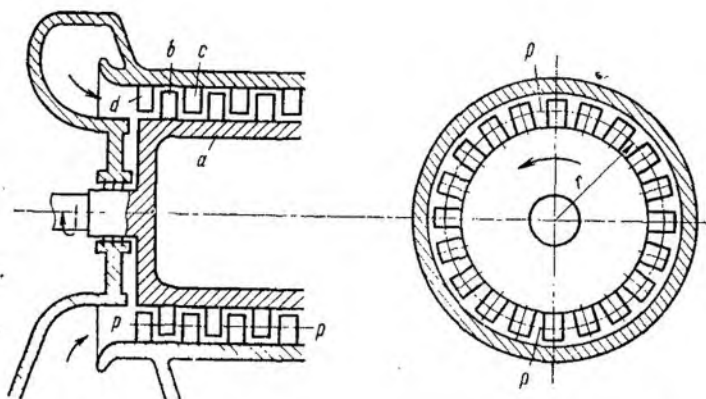


Рис. 4.35. Схема входной части осевого компрессора

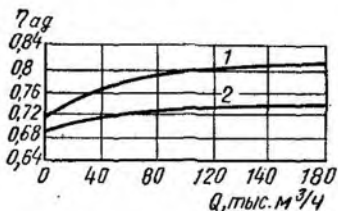


Рис. 4.36. Зависимость адиабатического КПД осевых и центробежных компрессоров от подачи

КПД по сравнению с турбокомпрессорами. Схема части осевого компрессора представлена на рис. 4.35.

Осевые компрессоры являются многоступенчатыми машинами, принцип работы которых состоит в следующем. Лопатки b рабочего колеса a образуют поверхность, которая, взаимодействуя во время вращения рабочего колеса с окружающим газом, перемещает его в направлении действия подъемной силы. Двигаясь поступательно, газ одновременно с колесом участвует и во вращательном движении. Для устранения вращательного движения газ проходит через направляющий аппарат, снабженный лопатками c , после чего поступает в следующую ступень или отводится в напорный патрубок. Часто перед поступлением в первую ступень потоку газа сообщают предварительную подкрутку с помощью лопаток и направляющего аппарата, установленного перед рабочим колесом.

Степень сжатия в одной ступени осевого компрессора обычно невелика и составляет $\epsilon = 1,15 \div 1,35$. Поэтому для получения высокого давления компрессор имеет большое число ступеней.

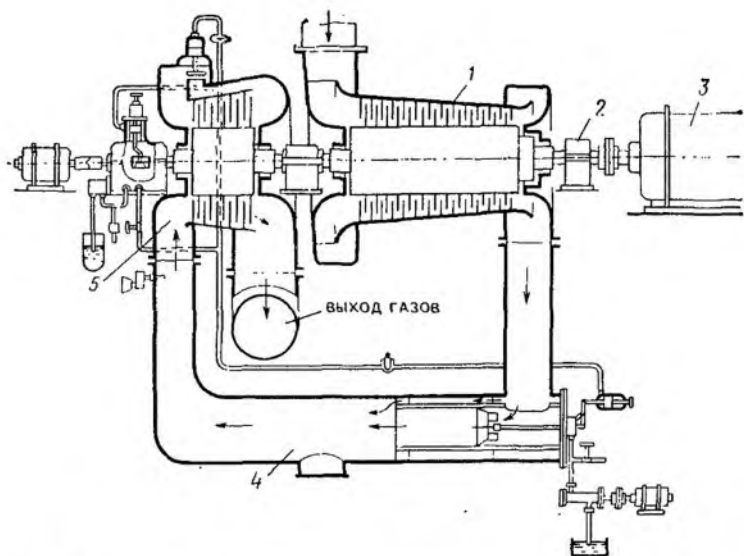


Рис. 4.37. Схема установки осевого компрессора с газовой турбиной

Основы теории работы осевых компрессоров, а также механизм взаимодействия потока и профиля лопатки изложены в § 5—8.

Характеристики осевых компрессоров, полученные в результате испытаний, отличаются от характеристик турбокомпрессоров. Кривая $p-v$ обычно имеет крутую форму падения. Кривая мощности также довольно круто падает с увеличением подачи, а кривая КПД имеет более резко выраженный максимум. Сопоставление характеристик осевых и центробежных компрессоров показывает, что в осевых компрессорах с изменением подачи резко меняется КПД и степень сжатия. Диапазоны устойчивых режимов у осевых компрессоров меньше, однако в расчетных режимах осевые компрессоры позволяют получить большие КПД, чем центробежные. Для их иллюстрации на рис. 4.36 показана зависимость адиабатического КПД от подачи неохлаждаемых многоступенчатых центробежных 1 и осевых 2 компрессоров.

Регулирование осевых компрессоров может осуществляться по тем же схемам, что и турбокомпрессоров. Однако наряду с ними в осевых компрессорах возмож-

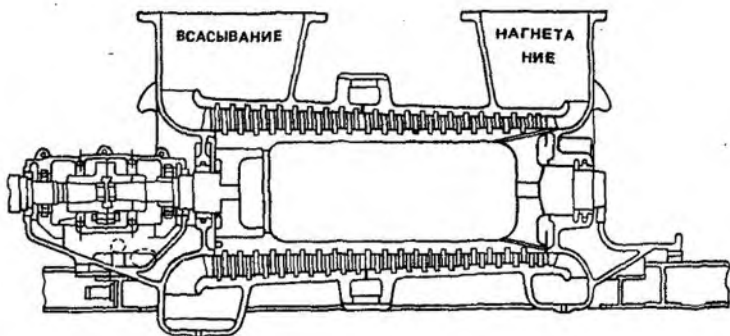


Рис. 4.38. Схема продольного разреза осевого компрессора

но регулирование поворотными направляющими, а иногда и рабочими лопатками одной или нескольких ступеней.

Для работы в силовых и энергетических установках осевые компрессоры применяются, как правило, в соединении с газовыми турбинами. В этом случае мощность газовой турбины расходуется частично на привод компрессора, питающего воздухом камеру сгорания, а частично передается на вал электрогенератора. На рис. 4.37 приведена простейшая схема установки осевого компрессора с газовой турбиной. Сжатый осевым компрессором 1 воздух подается для сжигания топлива в камеру сгорания 4, откуда смесь горячих газов и воздуха поступает в газовую турбину 5. Излишек мощности турбины через редуктор 2 передается на вал электрогенератора 3.

На рис. 4.38 представлен продольный разрез осевого компрессора с подачей $76\,500\text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при степени сжатия 3,5. Мощность турбины $N_T=4620\text{ кВт}$; мощность, расходуемая компрессором, $N_K=4130\text{ кВт}$, частота вращения 5180 об/мин . Благодаря высокой экономичности и эффективности осевые компрессоры находят все более широкое применение во многих отраслях промышленности.

§ 21. Диаметральные вентиляторы

Диаметральный вентилятор, схема которого приведена на рис. 2.8, состоит из колеса барабанного типа с загнутыми вперед лопатками и корпуса, имеющего на входе

патрубок и на выходе диффузор. Известны диаметрально-vented вентиляторы как с направляющим одно- и многолопачочным аппаратом, расположенным внутри рабочего колеса, так и без него.

Оптимальной компоновочной особенностью таких вентиляторов является возможность выполнения их колес с относительной шириной, значительно превышающей ширину колес радиальных вентиляторов. Применение таких колес позволяет значительно увеличить подачу.

В вентиляторах без направляющего аппарата рабочее колесо может быть выполнено в виде двух дисков, к которым приклепаны (или приварены) лопатки из листовой стали. При этом подшипники, в которых находится вал, размещены с обеих сторон корпуса, вследствие чего обеспечивается высокая жесткость всей конструкции. Это особенно важно при колесах большой ширины.

При наличии направляющего аппарата рабочее колесо напоминает конструкцию рабочего колеса радиального вентилятора низкого давления с односторонним всасыванием: лопатки одним концом крепятся к диску, установленному на валу, другим — к кольцу. Направляющий аппарат, состоящий из одной или нескольких лопаток, закрепляется на боковой стенке корпуса, противоположной диску рабочего колеса.

Основной отличительной особенностью диаметральных вентиляторов являются большие значения коэффициента полного давления, которые достигают 3 и более. Причиной этого, как уже отмечалось, является двукратное (диаметральное) прохождение потока через одну и ту же решетку вращающегося колеса. Высокие значения коэффициентов давления и подачи по сравнению с их значениями для вентиляторов других типов позволяют диаметральным вентиляторам иметь меньшие габариты и скорости вращения рабочего колеса. Вместе с тем весьма сложный характер течения потока внутри корпуса, приводящий к большой неравномерности поля скоростей, обуславливает значительные потери энергии. В связи с этим максимальные значения полного КПД диаметральных вентиляторов находятся в пределах 0,55—0,61. Эффект от применения направляющих аппаратов достигается главным образом за счет повышения энергоемкости вентилятора. (Под энер-

гоемкостью в данном случае следует понимать полезно затраченную мощность вентилятора). Это происходит в результате стабилизации и ограничения вихревой зоны в заданном месте внутри корпуса, а также вследствие повышения эффективности работы «центробежной» части рабочего колеса.

С помощью направляющих аппаратов разных типов, установленных внутри рабочего колеса, а также путем изменения формы корпуса или взаимного расположения элементов корпуса и НА можно добиться изменения аэродинамической характеристики диаметрального вентилятора.

Диаметральные вентиляторы без внутреннего направляющего аппарата (ВНА) в последнее время находят более широкое применение, чем вентиляторы с ВНА. Это можно объяснить их большей простотой в конструктивном и технологическом отношении. Следует, однако, учитывать, что вентиляторы без ВНА имеют ограниченные возможности получения высоких коэффициентов давления и η_{max} в широком диапазоне изменения коэффициента подачи.

Серийно диаметральные вентиляторы в настоящее время не выпускаются. Разработанный А. Г. Коровкиным и др. в ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского ряд аэродинамических схем диаметральных вентиляторов находит применение либо только в бытовой отопительно-вентиляционной технике и в малогабаритных установках кондиционирования воздуха, либо в специальных технологических устройствах или машинах. Так, в замкнутых проточных контурах, в которых давление перемещаемого газа ниже атмосферного, применяется вентилятор типа Д22-36 с так называемым профильным вихреобразователем, расположенным в корпусе с внешней стороны колеса (рис. 4.39). Этот вентилятор без ВНА имеет относительно малое число лопаток $z=24$, корпус с поворотом потока в нем на $90-180^\circ$ и при относительно небольших размерах корпуса достаточно высокий коэффициент давления $\psi=4,4$ на режиме $\eta_{max}=0,52$. Некоторые модификации этого вентилятора имеют более высокие значения КПД — $\eta_{max}=0,58-0,63$ при несколько меньшем значении коэффициента давления $\psi=3,4$.

Маркировка диаметральных вентиляторов соответствует маркировке, установленной ГОСТом для лопаст-

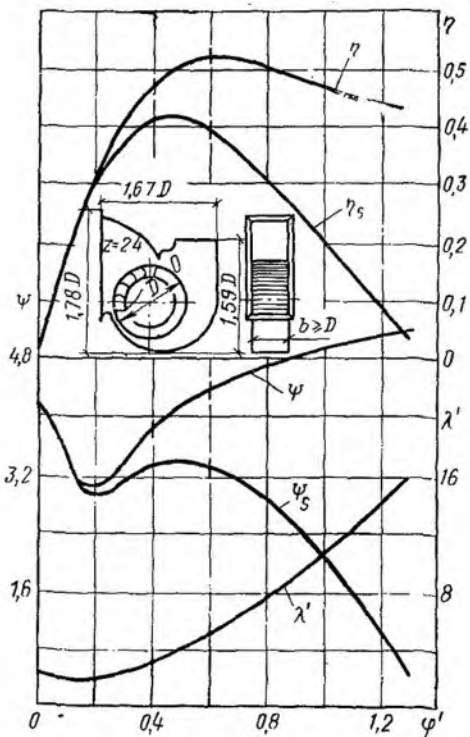


Рис. 4.39. Характеристика и схема диаметрального вентилятора

ных машин. Буква D означает диаметральный, число при D — увеличенное в 5 раз значение коэффициента давления при работе в режиме η_{max} , а последнее число — быстроходность.

Диаметральные вентиляторы обычно работают в переменных условиях, поэтому необходимо регулировать режимы их работы. Это осуществляется различными способами. Например, регулирование можно проводить путем поворота направляющего аппарата. Это обеспечивает получение у одного и того же вентиляционного агрегата больших коэффициентов давления в широком диапазоне значений коэффициента подачи.

С помощью входного многолопаточного направляющего аппарата, выполненного в виде жалюзи или решеток, можно осуществлять регулирование путем дрос-

селирования. Однако при этом способе снижение номинальной подачи, например, на 10% приводит к снижению КПД на 19%.

В качестве регулирующего органа может использоваться направляющая поворотная лопатка, устанавливаемая в выходном патрубке корпуса. При этом добиваются изменения в достаточно широком диапазоне поля скоростей на выходе из вентилятора, но суммарные аэродинамические характеристики вентилятора в этом случае изменяются незначительно.

Наконец, следует отметить такой эффективный способ регулирования, как размещение на входе в вентилятор специального экрана, перемещение которого, например, на расстояние до $0,25D$ от лопаток колеса в зоне языка обеспечивает уменьшение давления и подачи на 30—40% от их номинальных значений.

§ 22. Регулирование нагнетателей

Обычно нагнетатели подбирают по максимальному значению требуемой подачи. Однако в условиях эксплуатации часто бывают случаи, когда подачу нагнетателя необходимо изменить. Как известно, фактическая подача определяется точкой пересечения характеристики полного давления нагнетателя с характеристикой сети. Следовательно, изменить подачу можно в результате изменения характеристики или нагнетателя или сети.

Под *регулированием* понимают такое изменение подачи (и других параметров работы) нагнетателя, которое осуществляется с помощью специального регулирующего устройства (направляющего аппарата, гидро- и электромуфты, дроссель-клапана и т. д.), позволяющего получать *непрерывное* изменение характеристик *без* *останова* машины.

Цель регулирования — приспособление параметров нагнетателя к изменяющимся условиям его работы.

Изменения параметров нагнетателя можно достичь и другими способами. Так, в дымососных установках, работающих то на твердом топливе, то на газе, весьма значительное изменение подачи и давления без резкого снижения КПД можно получить в результате смены рабочего колеса. В вентиляционных установках при наличии клиноременной передачи изменение подачи и давления достигается сменой шкивов. Однако в обоих

указанных случаях необходим *останов* нагнетателя и те или иные переделки в нем. Здесь можно говорить о приспособлении к изменившимся условиям работы, но не о регулировании, так как происходит не плавное, а ступенчатое изменение параметров.

Изменение подачи нагнетателя при регулировании, отнесенное к подаче при исходном режиме, характеризует *глубину* регулирования.

Все регулирующие устройства в зависимости от их влияния на характеристику или сети или нагнетателя можно разделить на три группы.

В первую группу входят устройства, дросселирующие сеть, т. е. изменяющие характеристику сети, но не изменяющие характеристику нагнетателя. К таким устройствам относятся клапаны, шиберы, задвижки, диафрагмы и т. п. При дросселировании параметры рабочей точки (подача, давление, мощность и КПД) определяют на характеристике нагнетателя при неизменной частоте вращения рабочего колеса.

Вторую группу образуют устройства, изменяющие частоту вращения рабочего колеса (характеристику нагнетателя). При этом характеристика сети не меняется. Известно много устройств, позволяющих изменять частоту вращения рабочего колеса: электродвигатели постоянного тока, фрикционные передачи, гидромуфты и индукторные муфты скольжения и др. В вентиляционно-отопительной технике эти устройства еще не находят широкого применения, хотя они перспективны в тех случаях, когда требуется глубокое регулирование.

Третья группа включает устройства, одновременно изменяющие характеристику как нагнетателя, так и сети. Примером такого устройства является входной направляющий аппарат, устанавливаемый в вентиляционном агрегате. Сопротивление самого направляющего аппарата необходимо учитывать при снятии характеристики вентиляционного агрегата. Рассмотрим подробно отдельные способы регулирования.

Дросселирование при $n = \text{const}$ — самый неэкономичный, но, к сожалению, весьма распространенный способ регулирования. Он заключается в искусственном введении в сеть дополнительного сопротивления в виде шибера 2, дроссель-клапана или других подобных элементов. Так как сопротивление сети при этом увеличивается, то характеристика сети становится более кру-

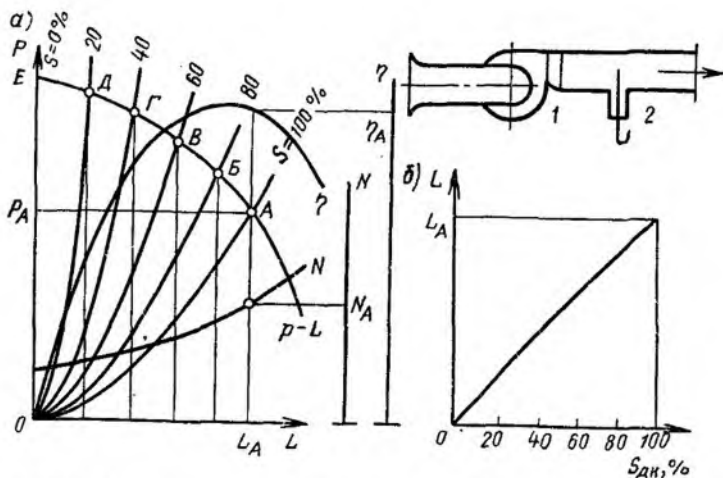


Рис. 4.40. Схема регулирования радиального вентилятора путем дросселирования

той и рабочая точка передвигается из положения A (рис. 4.40, a) по характеристике нагнетателя влево вверх, занимая последовательно положения B , $В$ и т. д. и определяя тем самым новые значения параметров работы. Поскольку наибольшая подача достигается при полностью открытом шибере, то такой способ регулирования применяется только с целью уменьшения подачи.

На рис. 4.40, a видно, что при дросселировании уменьшается мощность на валу машины и вместе с тем повышается доля энергии, расходуемой при регулировании (бесполезные потери давления на шибере — $\Delta p_{ш}$). Поэтому оно неэкономично. Чем более глубоко осуществляется процесс регулирования, тем более непроизводительны затраты мощности.

Эффективность дросселирования (уменьшение мощности) в большой степени зависит от формы лопаток рабочего колеса нагнетателя I . Например, для современных вентиляторов с загнутыми назад лопатками снижение подачи на 40% приводит к снижению КПД с 85 до 20—30%. Снижение мощности составляет лишь 15% от первоначальной. Для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, и с более низким максимальным КПД при той же глубине регулирования КПД