

Как видно из выражения (6.23), значение λ_0 тем больше, чем меньше степень сжатия. Действительно, если посмотреть на диаграмму, изображенную на рис. 6.16, то можно видеть, что при уменьшении ϵ , т. е. при $p'_2 < p_2$, сжатие закончится в точке $2'$, выталкивание газа из компрессора закончится в точке $3'$ и после расширения газа, занимающего мертвый объем, всасывание начнется из точки $4'$. Как видно из диаграммы, для рассмотренного случая объем всасываемого газа $V'_{вс}$ больше, чем для предыдущего

$$V'_{вс} > V_{вс}.$$

Если же увеличить степень сжатия, то объем всасываемого газа уменьшится. Итак, объем всасываемого газа, вычисленный на основе выражений (6.21) и (6.23), составит

$$V_{вс} = \lambda_0 V_p = [1 - a(e^{1/h} - 1)] V_p.$$

Однако действительный объем газа, подаваемый компрессором, будет еще меньше. Это объясняется двумя причинами:

1. При всасывании газ, приходя в соприкосновение с горячими поверхностями клапанов стенок цилиндра и поршня, нагревается (и, следовательно, расширяется).

2. Цилиндр компрессора не герметичен (утечки могут возникнуть через клапаны, сальники, между поршневыми кольцами и внутренней поверхностью цилиндра).

Первое из указанных обстоятельств учитывают, вводя термический коэффициент λ_t , второе — коэффициент герметичности λ_g .

Произведение

$$\lambda_0 \lambda_t \lambda_g = \lambda \tag{6.24}$$

называют коэффициентом подачи.

Подача. Теоретическая объемная подача поршневого компрессора простого действия определяется произведением площади поршня на ход поршня S и частоту вращения привода n

$$Q_T = \frac{\pi D^2}{4} S \frac{n}{60},$$

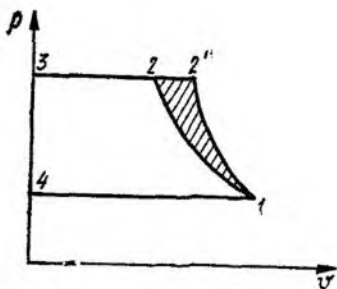
где D — диаметр поршня.

Действительную подачу можно определить из выражения

$$Q = \lambda Q_T,$$

где λ — коэффициент подачи, определяемый выражением (6.25).

Рис. 6.17. К определению адиабатического и изотермического КПД компрессора



Массовая подача равна:

$$M = \rho_1 Q = Q/v_1,$$

где ρ_1 — плотность всасываемого газа.

КПД компрессора. Вся работа компрессора расходуется не только на сжатие газа, но и на преодоление сопротивления, вызванного наличием трения, т. е. действительная работа

$$A = A_{ад} + A_{тр}.$$

Если обратиться к диаграмме, представленной на рис. 6.17, то случай отсутствия потерь на трение $A_{тр} = 0$ является идеальным при работе компрессора без охлаждения. При этом чем лучше работает компрессор, тем ближе значение A к значению $A_{ад}$.

Допустим, что кривая $1-2$ на $p-v$ -диаграмме — адиабата. Поскольку в действительности часть работы затрачивается на преодоление трения, это излишняя работа на $p-v$ -диаграмме изобразится дополнительной площадью $1-2-2'$. Отношение $A_{ад}/A$ называется *адиабатическим КПД* и равняется

$$\eta_{ад} = \frac{A_{ад}}{A} = \frac{p_1 v_1 \frac{k}{k-1} [(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1]}{A}. \quad (6.25)$$

Обычно $\eta_{ад} = 0,7 \div 0,9$.

Аналогичные рассуждения можно провести для случая изотермического сжатия, т. е. когда имеется полный отвод теплоты от нагретого газа. Допустим, что кривая $1-2$ на $p-v$ -диаграмме является изотермой. Если же всю теплоту отвести не удастся, то процесс из изотермического превращения в политропический и дополнительная работа, затрачиваемая в компрессоре, опре-

делится площадью $1-2-2'$. Коэффициент полезного действия, получаемый из сравнения с идеальным изотермическим циклом, называется изотермическим КПД и определяется из равенства

$$\eta_{\text{из}} = \frac{A_{\text{из}}}{A} = \frac{p_1 v_1 \ln(p_2/p_1)}{A}. \quad (6.26)$$

Обычно $\eta_{\text{из}} = 0,65 \div 0,75$.

Мощность. Если числитель и знаменатель в выражениях (6.25) и (6.26) умножить на массовую подачу, то приходим к понятию мощности. Действительно, $A_{\text{ад}}$ и $A_{\text{из}}$ — это удельная адиабатическая и изотермическая работа соответственно, т. е. работа, совершаемая над единицей массы газа и имеющая размерность Дж/кг. Умножая удельную работу на массовую подачу, кг/с, получаем мощность, Дж/(с·Вт). Таким образом,

$$N_{\text{ад}} = M A_{\text{ад}}; \quad (6.27)$$

$$N_{\text{из}} = M A_{\text{из}}. \quad (6.28)$$

Выражение

$$N_i = M A \quad (6.29)$$

называется индикаторной мощностью, так как A равняется площади индикаторной диаграммы.

Действительно, потребляемая мощность компрессора или мощность на валу $N_{\text{в}}$ больше индикаторной мощности N_i вследствие механических потерь, которые возникают при трении в подшипниках и других трущихся подвижных элементах компрессора.

Отношение

$$N_i/N_{\text{в}} = \eta_{\text{м}} \quad (6.30)$$

называется механическим КПД компрессора; $\eta_{\text{м}} = 0,85 \div 0,90$.

Учитывая выражения (6.25) — (6.30), имеем

$$\eta_{\text{из}} = N_{\text{из}}/N_i; \quad \eta_{\text{ад}} = N_{\text{ад}}/N_i.$$

Таким образом, общий, например изотермический, КПД компрессора

$$\eta = N_{\text{из}}/N_{\text{в}} = N_{\text{из}}\eta_{\text{м}}/N_i = \eta_{\text{из}}\eta_{\text{м}}.$$

Многоступенчатое сжатие. В современных компрессорах процесс сжатия происходит в течение столь короткого промежутка времени, что его в большинстве случаев можно считать адиабатическим. Основываясь на этом допущении, оценим увеличение температуры газа,

сжимаемого адиабатически. Для этого воспользуемся двумя уравнениями термодинамики:

состояния

$$p\nu = RT;$$

адиабаты

$$p\nu^k = \text{const.}$$

Пусть при давлении p_1 газ имеет температуру, равную T_1 . Найдем значение температуры газа T_2 , если он будет подвергнут сжатию до давления p_2 . Из выражения (6.16) имеем

$$p_1\nu_1^k = p_2\nu_2^k$$

или

$$\nu_1/\nu_2 = (p_2/p_1)^{1/k}. \quad (6.31)$$

Используя уравнение состояния, легко получить

$$\nu_1/\nu_2 = (T_1/T_2) (p_2/p_1). \quad (6.32)$$

Решая совместно выражения (6.31) и (6.32), получаем

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (6.33)$$

Пусть в компрессоре сжимается воздух, всасываемый из атмосферы ($p_1 = 1$ ат) при $t_1 = 20^\circ\text{C}$ до $p_2 = 4$ ат. Известно, что для воздуха показатель адиабаты $k = 1,41$. Тогда, воспользовавшись выражением (6.33), получаем

$$T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{0,286} = (273 + 20) (4/1)^{0,286} = 433,6 \text{ К.}$$

Таким образом,

$$t_2 = T_2 - 273 = 160,6^\circ\text{C}$$

Так как компрессорные смазочные масла имеют температуру вспышки $220\text{--}260^\circ\text{C}$, то большая степень сжатия является опасной. Поэтому во избежание чрезмерного нагрева воздуха в компрессоре процесс сжатия разбивают на ряд ступеней. При этом на первой ступени сжимают газ от p_1 до p_2 , на второй — от p_2 до p_3 и т. д. Между отдельными ступенями устраивают холодильники, в которых температура воздуха понижается при перетекании его из одной ступени в другую (рис. 6.18).

Многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением между ступенями приближает рабочий процесс к изотермическому. Это, кроме того, приводит к экономии мощности. Для иллюстрации рассмотрим теоретический процесс трехступенчатого сжатия газа с промежуточным охлаждением (рис. 6.19) на p — ν -диаграмме.

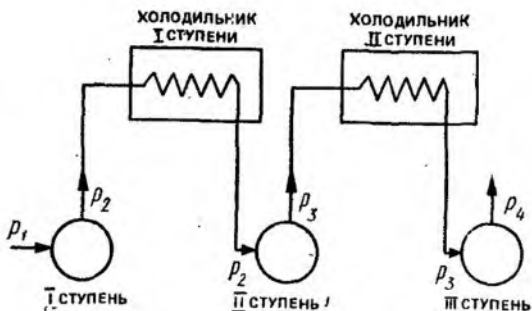
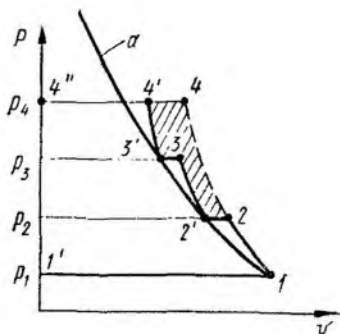


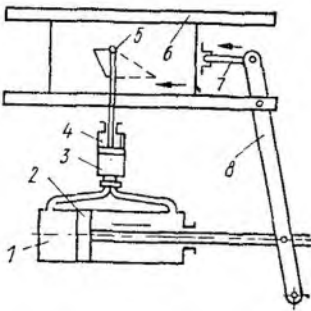
Рис. 6.18. Установка холодильных камер между ступенями компрессора

Рис. 6.19. Многоступенчатое сжатие на $p-v$ диаграмме



Если компрессор сжимает газ от давления p_1 до давления p_4 на первой ступени, то диаграмма такого адиабатического сжатия представляется линией $1-4-4''-1'$. Пусть теперь на первой ступени газ сжимается по адиабате от p_1 до p_2 (линия $1-2$). При охлаждении газа в холодильнике температура его уменьшится и точка 2 переместится на исходную изотерму (точка $2'$). Сжатие газа на второй ступени происходит по адиабате $2'-3$ от p_2 до p_3 . В холодильнике между второй и третьей ступенью газ охлаждается до начальной температуры (линия $3-3'$) и выталкивается в третью ступень, где происходит аналогичное адиабатическое сжатие от p_3 до p_4 (линия $3'-4'$). Диаграмма такого трехступенчатого сжатия определится фигурой, ограниченной линиями $1-2-2'-3-3'-4'-4''-1'$. Сравнивая диаграммы одноступенчатого и трехступенчатого сжатия, можно видеть уменьшение работы сжатия в последнем случае на величину, определяемую площадью заштрихованной фигуры. Таким образом, разбивка давления по ступеням имеет энергетическую целесообразность.

Рис. 6.20. Схема индикатора



Достижение в одном цилиндре высоких давлений, помимо эксплуатационных неудобств, приводит к низким изотермическим КПД компрессора.

Зависимость числа ступеней Z_0 от заданной степени сжатия $\epsilon = p_2/p_1$ представлена ниже:

ϵ	1—6	6—30	30—100	100—150	более 150
Z_0	1	2	4	5	6 и более

В многоступенчатых компрессорах с числом ступеней Z_0 при одинаковой работе каждой ступени изотермическая мощность определится выражением

$$N_{из} = \left(p_1 v_1 M \ln \frac{p_2}{p_1} \right) Z_0.$$

Мощность на валу

$$N_в = N_{из} / \eta_{из} \eta_{м}.$$

Если работа каждой ступени многоступенчатого компрессора неодинакова, то мощность компрессора определяется как сумма мощностей отдельных ступеней.

Для анализа реального рабочего процесса, происходящего в компрессоре, используют индикаторные диаграммы, получаемые от работающей машины с помощью специального прибора, называемого индикатором (рис. 6.20). Индикатор 3 состоит из цилиндра и поршня с укрепленным на нем штоком, пружины 4, направляющих 6, тяги 7 и рычага 8. На конце штока поршня индикатора насажен штифт 5 с карандашом.

Как видно из схемы, перемещение поршня индикатора 3 будет пропорционально давлению газа в цилиндре 1 компрессора. При перемещении диаграммы в направляющих 6 под действием рычага 8 и тяги 7, связанных с поршнем 2 компрессора, обеспечивается гра-

фическая взаимосвязь между давлением в цилиндре компрессора и его перемещением. В результате замкнутая кривая, аналогичная той, которая показана на рис. 6.15, и характеризующая ход рабочего процесса в компрессоре. Эту кривую называют индикаторной диаграммой. С ее помощью можно определить действительную подачу Q , потребляемую мощность и неисправность компрессора.

Для определения потребляемой мощности с помощью планиметра измеряют площадь индикаторной диаграммы. Разделив площадь на длину диаграммы, получают среднее индикаторное давление компрессора.

Для выполнения указанных расчетов необходимо знать масштаб пружины индикатора, т. е. величину перемещения штифта при изменении давления на одну единицу. Эти данные, а также данные о максимальном давлении, на котором может работать пружина, приводятся заводом-изготовителем в паспорте прибора.

Схема поршневых компрессоров зависит от его назначения, условий эксплуатации, производительности, конечного давления, числа ступеней и распределения давления между ними. От схемы в значительной степени зависят габариты, масса и динамическая уравновешенность машины.

Схема компрессора характеризуется следующими основными элементами: числом ступеней, кратностью подачи, расположением осей цилиндров, расположением цилиндров, конструкцией механизма движения.

По расположению осей цилиндров компрессоры можно разделить на три основные группы: вертикальные, горизонтальные и угловые.

В вертикальных компрессорах элементы поршневого уплотнения работают в лучших условиях, чем в горизонтальных. Это объясняется тем, что смазка, поступающая в цилиндр, равномерно распределяется по всей рабочей поверхности, а попадающие вместе с ней или газом твердые частицы оседают в основном не на цилиндрической, а на торцевой поверхности поршня, которая не соприкасается с внутренней поверхностью цилиндра. Вследствие этого вертикальные компрессоры имеют меньший износ и лучшую герметичность уплотнений.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в вертикальных компрессорах действуют на фун-

дамент вертикально. Это повышает устойчивость машины и позволяет устраивать более легкие фундаменты. Отмеченные преимущества позволяют делать вертикальные компрессоры быстроходными.

Горизонтальные компрессоры лишены преимуществ вертикальных машин, однако их обслуживание более удобно.

Наиболее совершенными в отношении динамической устойчивости являются угловые компрессоры. Их можно выполнять высокооборотными на менее тяжелых фундаментах.

Перечисленные особенности поршневых компрессоров предопределяют в основном области их практического применения. Вертикальная схема наиболее целесообразна для высокооборотных компрессоров с малым числом ступеней. Горизонтальная схема применяется в основном для относительно тихоходных стационарных компрессоров большой производительности. Угловая схема часто применяется для передвижных компрессорных установок.

По числу рядов цилиндров компрессоры подразделяются на однорядные и многорядные. Число рядов цилиндров в компрессоре определяется в основном расположением осей цилиндров, число ступеней — производительностью и давлением, развиваемым машиной.

Основное преимущество однорядных компрессоров заключается в их простоте. Многорядные горизонтальные компрессоры выполняются в большинстве случаев по однорядной или двухрядной схеме. Компрессоры, имеющие более пяти ступеней, выполняются, как правило, двухрядными.

Регулирование поршневых компрессоров. В тех случаях когда в компрессорах происходит сжатие газа, как правило, требуется поддерживать его постоянное давление в сети, оптимальное для данных условий.

Как следует из основного газового закона, постоянство давления может быть обеспечено, если масса нагнетаемого газа будет соответствовать массовому расходу. Таким образом, при эксплуатации поршневых компрессоров регулирование давления сводится к регулированию подачи.

На практике применяют следующие способы регулирования поршневых компрессоров: периодические оста-

повки компрессора, изменения частоты вращения привода, присоединение дополнительного вредного пространства, дросселирование на всосе, отжим клапанов.

Наиболее простым и экономичным способом являются периодические остановки компрессора. Но применение этого способа возможно только тогда, когда подача компрессора существенно больше расхода газа. В этом случае при работе компрессора происходит повышение давления и накапливание его в системе. При приближении давления к допустимому значению компрессор останавливают и расход газа обеспечивается снижением давления и запаса его в системе. Когда давление снизится до минимально допустимого, производится включение компрессора. Остановка и включение компрессора производится автоматически по командам датчиков давления.

Несмотря на простоту и экономичность, этот способ имеет серьезные недостатки: из-за частых остановок и пусков происходит интенсивный износ деталей компрессора и в первую очередь механизма движения. В пусковой период резко увеличивается мощность, потребляемая электродвигателем, что нарушает нормальную работу системы энергоснабжения предприятия.

Достаточно совершенным является способ регулирования подачи компрессорам путем изменения частоты вращения привода. При этом способе обеспечивается плавное изменение подачи, он не требует изменения конструкции компрессора, КПД компрессорной установки практически не снижается. Но возможности применения описываемого способа довольно ограничены. Его можно использовать для установок с приводом от двигателя внутреннего сгорания, паровых или газовых турбин, а также для электродвигателя постоянного тока. При использовании наиболее распространенного привода от асинхронного трехфазного электродвигателя регулирование подачи изменением частоты вращения привода не применяется.

Как следует из выражения (6.23), объемный КПД λ_0 компрессора уменьшается с увеличением объема вредного пространства. Следствием этого является уменьшение подачи поршневого компрессора, так как на стадии всасывания газ, сжатый во вредном пространстве до давления нагнетания, расширяется и занимает часть полезного объема цилиндра. При значительном увеличении

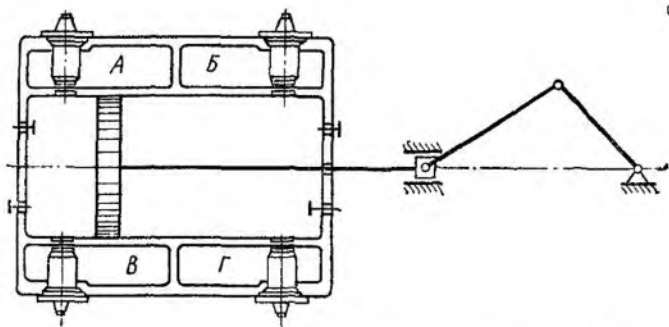


Рис. 6.21. Схема конструкции компрессора с полостями дополнительного мертвого пространства, расположенными в корпусе цилиндра

объема вредного пространства подачу компрессора можно снизить практически до нуля.

На рис. 6.21 изображена принципиальная схема присоединения вредных пространств $A-B-V-Г$ к цилиндру компрессора двойного действия. Присоединение каждого из мертвых пространств уменьшает подачу машины на 25%. Подключение дополнительных вредных пространств производится автоматически при повышении давления в сети.

Для подтверждения обратимся к индикаторной диаграмме поршневого компрессора, изображенной на рис. 6.22. При нормальной работе компрессора, соответствующей полной его подаче, теоретическая диаграмма процесса определится на чертеже площадью фигуры $1-2-3-4$. Если добавить в работу компрессора объем вредного пространства, т. е. вместо V_0 имеем V'_0 , то точка 3 переместится в положение $3'$ и расширение этого объема завершится в точке $4'$. Объем всасываемого газа, равный $V'_{вс}$, определится расстоянием на диаграмме между точками $4'-1$.

Наиболее простым способом регулирования подачи является дросселирование на всасывании. При плавном дросселировании задвижкой подача компрессора будет изменяться также плавно от максимальной при полностью открытой задвижке до нулевой при ее закрытии.

Уменьшение объема всасываемого газа $V'_{вс}$ в связи с уменьшением давления всасывания с p_1 до p'_1 показано на диаграмме, изображенной на рис. 6.23.

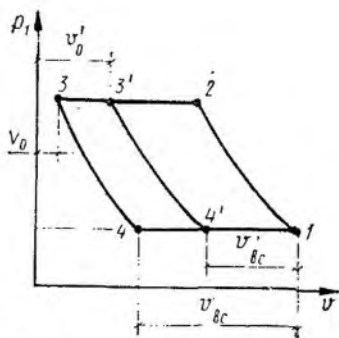


Рис. 6.22. Индикаторная диаграмма компрессора с дополнительным включением вредного пространства

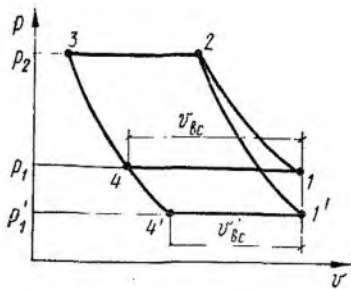


Рис. 6.23. Индикаторная диаграмма компрессора при дросселировании всасываемого газа

Способ регулирования подачи отжимом всасывающих клапанов заключается в том, что часть газа из рабочей полости цилиндра перепускается во всасывающий патрубок вследствие того, что в период нагнетания закрытию самодействующих клапанов препятствуют различными устройствами. В этом случае газ, поступивший в цилиндр, при обратном ходе поршня будет вытеснен из цилиндра через тот же всасывающий клапан.

ГЛАВА 7 РОТОРНЫЕ НАГНЕТАТЕЛИ

§ 27. Роторные насосы

В отличие от поршневых вытеснение жидкости в роторных нагнетателях происходит из рабочих камер, совершающих вращательное движение. Вытеснители этих нагнетателей совершают вместе с ротором вращательное движение. Вытеснение жидкости производится либо в результате вращательного, либо вращательного и возвратно-поступательного движения вытеснителей.

В соответствии со сказанным роторной гидромашинной называют машину, у которой подвижные элементы, образующие рабочую камеру, совершают вращательное движение. Рабочая камера роторного нагнетателя ограничивается поверхностью статора, ротора и вытеснителя.

По характеру движения рабочих органов роторные нагнетатели бывают роторно-вращательными и роторно-поступательными. К первым относятся такие нагнетатели, в которых вытеснители вместе с ротором совершают вращательное движение. К этому классу нагнетателей относятся зубчатые (шестерные) и винтовые. В зубчатых нагнетателях рабочие камеры вместе с жидкостью перемещаются в плоскости, перпендикулярной оси вращения ротора, а в винтовых — вдоль оси вращения.

К возвратно-поступательным относятся такие нагнетатели, в которых вытеснители, вращаясь вместе с ротором, одновременно совершают возвратно-поступательные движения. К этому классу нагнетателей относятся шиберные (пластинчатые) и роторно-поршневые (радиальные и аксиальные). В роторно-поршневых нагнетателях вытеснителями обычно служат поршни или плунжеры, которые располагаются либо радиально (их перемещение направлено вдоль радиуса вращения ротора), либо аксиально (их перемещение направлено параллельно оси вращения ротора). Все роторно-поступательные нагнетатели могут выполняться как регулируемые, т. е. с изменяемым объемом рабочей камеры, так и нерегулируемыми. Все роторно-вращательные нагнетатели выполняются нерегулируемыми.

Отличительной особенностью роторных нагнетателей является отсутствие всасывающих и напорных клапанов. Это объясняется тем, что в роторных нагнетателях рабочий орган захватывает в полости всасывания некоторый объем жидкости, который перемещается вместе с рабочим органом к полости нагнетания, куда жидкость вытесняется под действием некоторого давления. В соответствии с этим основными параметрами роторных нагнетателей являются: рабочий объем V_0 , подача Q , давление нагнетания p , крутящий момент M , мощность N , а также объемный η_0 и механический η_m КПД.

Зависимость подачи Q нагнетателя от давления p при всех прочих равных условиях (частоте вращения ротора, температуре, вязкости жидкости и т. д.) называют характеристикой нагнетателя.

Рабочий объем роторного нагнетателя выражается через объем одной рабочей камеры v_0 и число рабочих камер Z_0

$$V_0 = v_0 Z_0.$$

9.11 Тогда теоретическая минутная подача роторного нагнетателя при частоте вращения ротора n определится

$$Q_T = V_0 n. \quad (7.1)$$

Действительная подача Q роторного нагнетателя меньше теоретической Q_T вследствие наличия в реальных нагнетателях объемных потерь. Объемные потери ΔQ (утечки) делятся на действительные ΔQ_d и условные ΔQ_y . Действительные объемные потери возникают под действием перепада давления в результате утечки жидкости через зазоры в уплотнениях из рабочей полости в нерабочую. Опыт показывает, что действительные утечки пропорциональны перепаду давления в нагнетателе. Условные объемные потери вызваны неполным заполнением рабочих камер жидкостью при проходе их через зону всасывания. Основными причинами этого явления считают недостаточный напор (малое давление) на входе в нагнетатель и большое сопротивление всасывающих каналов, подводящих жидкость к распределительным окнам, а также сопротивление в распределительных окнах и в самих цилиндрах.

При работе роторных насосов сопротивление всасывающей линии может привести в зависимости от значения абсолютного давления к появлению кавитации, что приводит к разрыву потока. Такой режим работы насоса особенно реален при высокой частоте вращения. Действительно, при увеличении частоты вращения ротора возрастает количество жидкости, проходящей через подводящие каналы и узел распределения (распределительные окна), и, следовательно, увеличиваются потери напора. Количественное сравнение действительных утечек жидкости с условными показывает, что последние могут составить до 75% всех объемных потерь.

Объемные потери учитываются объемным КПД η_0 и выражаются в виде зависимости

$$Q = Q_T \eta_0 = V_0 n \eta_0 \quad (7.2)$$

Теоретическую (индикаторную) мощность роторного нагнетателя N_T определяют как произведение теоретической подачи Q_T на давление, развиваемое нагнетателем:

$$N_T = Q_T p = V_0 n p. \quad (7.3)$$

В этом случае теоретический (индикаторный) момент на валу нагнетателя M_T при угловой скорости вращения ω_0 равен:

$$M_T = \omega_0 N_T.$$

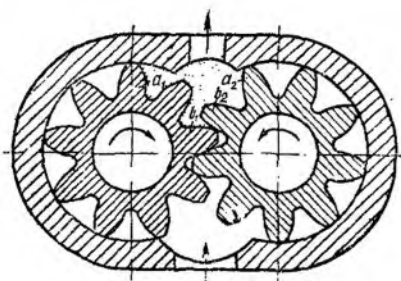


Рис. 7.1. Схема шестеренного насоса с шестернями внешнего зацепления

Работа роторных нагнетателей всегда сопровождается потерей энергии (или мощности) на трение механических частей, а также на преодоление вязкостного и инерционного сопротивления жидкости в каналах машины. Эти механические потери мощности характеризуются механическим КПД η_m , который равен отношению теоретической (индикаторной) мощности к мощности, подведенной к машине и называемой приводной мощностью на валу $N_{пр}$. В этом случае

$$N_{пр} = N_T / \eta_m; M_{пр} = M_T / \eta_m,$$

где $M_{пр} = N_{пр} \omega_0$ — приводной момент на валу.

Используя выражения (7.2) и (7.3), получаем для приводной мощности

$$N_{пр} = Qp / \eta_0 \eta_m = N_n \eta,$$

где $N_n = Qp$ — полезная мощность нагнетателя; $\eta = \eta_0 \eta_m$ — КПД нагнетателя.

Неравномерность подачи роторных нагнетателей оценивается коэффициентом неравномерности

$$a = (Q_{max} - Q_{min}) / Q_{ср},$$

где Q_{max} , Q_{min} , $Q_{ср}$ — максимальная, минимальная и средняя подача соответственно.

Шестеренные насосы являются одним из старейших представителей роторных гидромашин с вытеснителями в виде зубчатых колес (рис. 7.1). По характеру процесса вытеснения эти насосы относятся к классу роторно-вращательных машин, где вытесняемая жидкость, двигаясь в плоскости, перпендикулярной оси вращения, переносится из всасывающей полости в нагнетательную полость насоса. Вытеснители при этом совершают лишь вращательное движение.

Шестеренные насосы выполняются с шестерными внутренним и внешним зацеплением. Наиболее распространенным типом шестеренного насоса является насос с шестернями внешнего зацепления. Такой насос состоит из пары зацепляющихся одинаковых цилиндрических шестерен — ведущей и ведомой, помещенных в плотно охватывающий их корпус, называемый статором. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелками, жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится из полости всасывания в полость нагнетания (отмечена штриховкой), которая образована корпусом насоса и зубьями $a_1, b_1 > b_2, a_2$. Зубья a_1 и a_2 при вращении шестерен вытесняют большой объем жидкости, чем тот, который может поместиться в пространстве, освобождаемом зубьями b_1 и b_2 , находящимися в зацеплении. Разность объемов жидкости, находящейся под давлением p_2 , вытесняется в нагнетательную линию насоса.

Шестеренные насосы с шестернями внешнего зацепления просты по конструкции и надежны, имеют малые габариты и массу. Чаще всего применяются насосы, состоящие из пары прямозубых шестерен с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля. Для увеличения подачи иногда употребляются насосы с тремя и более шестернями, размещенными вокруг центральной ведущей шестерни.

Для повышения давления жидкости применяют многоступенчатые шестеренные насосы. Подача каждой последующей ступени этих насосов меньше подачи предыдущей. Для отвода излишка жидкости каждая ступень имеет перепускной клапан, отрегулированный на соответствующее максимально допустимое давление. Максимальное давление, развиваемое этими насосами, обычно 10 МПа (100 а) и реже 20 МПа (200 а).

Для приближенного расчета минутной подачи насосов с двумя одинаковыми шестернями можно пользоваться формулой

$$Q = \eta_0 \pi A (D_r - A) b n,$$

где η_0 — объемный КПД насоса, зависящий от конструкции, технологии изготовления и давления насоса и принимаемый равным 0,7—0,95; A — расстояние между центрами шестерен, равное диаметру начальной окружности D ; D_r — диаметр окружности головок зубьев; b — ширина шестерен; n — частота вращения ротора, об/мин.

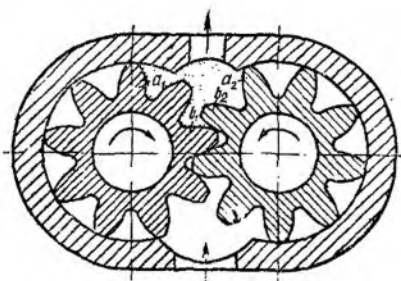


Рис. 7.1. Схема шестеренного насоса с шестернями внешнего зацепления

Работа роторных нагнетателей всегда сопровождается потерей энергии (или мощности) на трение механических частей, а также на преодоление вязкостного и инерционного сопротивления жидкости в каналах машины. Эти механические потери мощности характеризуются механическим КПД η_m , который равен отношению теоретической (индикаторной) мощности к мощности, подведенной к машине и называемой приводной мощностью на валу $N_{пр}$. В этом случае

$$N_{пр} = N_T / \eta_m; M_{пр} = M_T / \eta_m,$$

где $M_{пр} = N_{пр} \omega_0$ — приводной момент на валу.

Используя выражения (7.2) и (7.3), получаем для приводной мощности

$$N_{пр} = Qp / \eta_0 \eta_m = N_n \eta,$$

где $N_n = Qp$ — полезная мощность нагнетателя; $\eta = \eta_0 \eta_m$ — КПД нагнетателя.

Неравномерность подачи роторных нагнетателей оценивается коэффициентом неравномерности

$$a = (Q_{max} - Q_{min}) / Q_{ср},$$

где Q_{max} , Q_{min} , $Q_{ср}$ — максимальная, минимальная и средняя подача соответственно.

Шестеренные насосы являются одним из старейших представителей роторных гидромашин с вытеснителями в виде зубчатых колес (рис. 7.1). По характеру процесса вытеснения эти насосы относятся к классу роторно-вращательных машин, где вытесняемая жидкость, двигаясь в плоскости, перпендикулярной оси вращения, переносится из всасывающей полости в нагнетательную полость насоса. Вытеснители при этом совершают лишь вращательное движение.

Шестеренные насосы выполняются с шестерными внутренним и внешним зацеплением. Наиболее распространенным типом шестеренного насоса является насос с шестернями внешнего зацепления. Такой насос состоит из пары зацепляющихся одинаковых цилиндрических шестерен — ведущей и ведомой, помещенных в плотно охватывающий их корпус, называемый статором. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелками, жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится из полости всасывания в полость нагнетания (отмечена штриховкой), которая образована корпусом насоса и зубьями $a_1, b_1 > b_2, a_2$. Зубья a_1 и a_2 при вращении шестерен вытесняют большой объем жидкости, чем тот, который может поместиться в пространстве, освобождаемом зубьями b_1 и b_2 , находящимися в зацеплении. Разность объемов жидкости, находящейся под давлением p_2 , вытесняется в нагнетательную линию насоса.

Шестеренные насосы с шестернями внешнего зацепления просты по конструкции и надежны, имеют малые габариты и массу. Чаще всего применяются насосы, состоящие из пары прямозубых шестерен с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля. Для увеличения подачи иногда употребляются насосы с тремя и более шестернями, размещенными вокруг центральной ведущей шестерни.

Для повышения давления жидкости применяют многоступенчатые шестеренные насосы. Подача каждой последующей ступени этих насосов меньше подачи предыдущей. Для отвода излишка жидкости каждая ступень имеет перепускной клапан, отрегулированный на соответствующее максимально допустимое давление. Максимальное давление, развиваемое этими насосами, обычно 10 МПа (100 а) и реже 20 МПа (200 а).

Для приближенного расчета минутной подачи насосов с двумя одинаковыми шестернями можно пользоваться формулой

$$Q = \eta_0 \pi A (D_r - A) b n,$$

где η_0 — объемный КПД насоса, зависящий от конструкции, технологии изготовления и давления насоса и принимаемый равным 0,7—0,95; A — расстояние между центрами шестерен, равное диаметру начальной окружности D ; D_r — диаметр окружности головок зубьев; b — ширина шестерен; n — частота вращения ротора, об/мин.

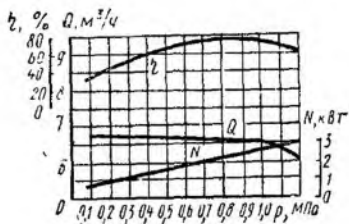
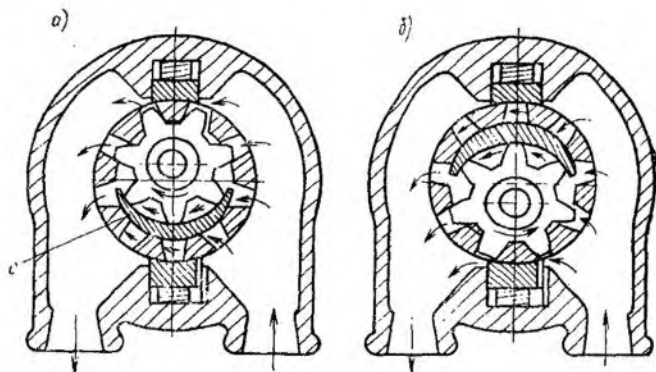


Рис. 7.2. Характеристика шестеренного насоса ШГ 8-25А при $n=1430$ об/мин

Рис. 7.3. Шестеренный насос с шестернями внутреннего зацепления



На рис. 7.2 в качестве примера приведена характеристика шестеренного насоса марки ШГ 8-25А при $n=1430$ об/мин.

Шестеренные насосы с шестернями внутреннего зацепления (рис. 7.3) применяют при небольших давлениях (до 7 МПа). Они отличаются компактностью и малыми габаритами по сравнению с насосами внешнего зацепления. При той же подаче жидкость, заполняющая межзубовые впадины шестерен, переносится в полость нагнетания, где выдавливается через радиальные сверления в доньках впадин внешней (кольцевой) шестерни. Ведущей шестерней является шестерня с внутренними зубьями, связанная с приводным валом. Эта шестерня посажена на своей внешней поверхности в подшипник скольжения. Для отделения полостей всасывания и нагнетания в насосах, представленных на рис. 7.3, применен серпообразный разделительный элемент c . При развороте этого элемента на 180° (рис. 7.3, б) происходит реверсирование подачи (на рис. 7.3 направление движения жидкости указано стрелками).

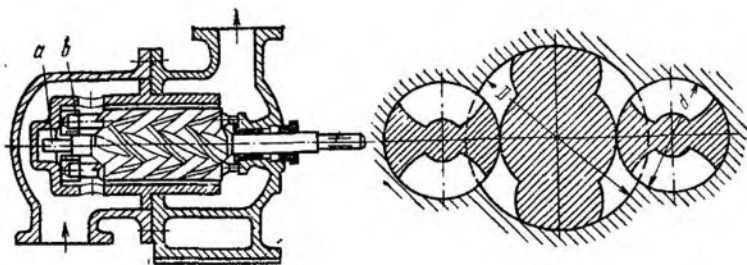


Рис. 7.4. Трехвинтовой насос

Винтовые насосы представляют собой одну или несколько пар зацепляющихся винтов, плотно посаженных в расточки корпуса. Наиболее распространенными являются трехвинтовые насосы (рис. 7.4), имеющие три двухзаходных винта, из которых средний — ведущий, а два других — ведомые. Направление нарезки на ведущем и ведомых винтах противоположное. При вращении винтов их нарезки, взаимно замыкаясь, отсекают во впадинах некоторый объем жидкости и перемещают его вдоль оси к напорному патрубку. Поскольку нарезки винтов, выполняющие в этих насосах роль поршней, движущихся непрерывно в одном направлении, пульсация подачи в насосе практически отсутствует. Для компенсации осевых сил применяют гидравлическую разгрузку, осуществляемую с помощью давления жидкости, подводимой в камеры со стороны торцов *a* и *b* осей винтов.

Винтовые насосы обычно выпускают с винтами циклоидного профиля, благодаря чему обеспечивается более высокая герметичность, чем у этих же насосов, но с винтами иных профилей (прямоугольного и трапецидального).

Трехвинтовые насосы допускают высокие частоты вращения, достигающие до 18 000 об/мин, и выпускаются на подачу до 15 м³/мин. Эти насосы имеют высокий КПД (0,8—0,85) и способны развивать давление до 20 МПа.

Расчетная подача трехвинтового насоса при частоте вращения *n* равна:

$$Q = (F - f)tn,$$

где *F* — площадь сечения расточек корпуса под винты диаметром *D* и *d*; *f* — площадь сечения винтов (заштрихованная часть); *t* — шаг винта.

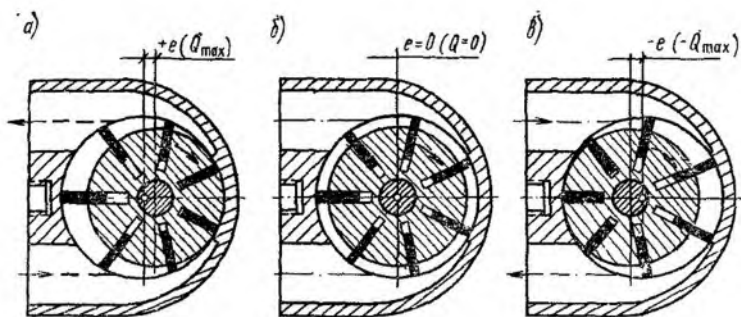


Рис. 7.5. Схема пластинчатого насоса однократного действия

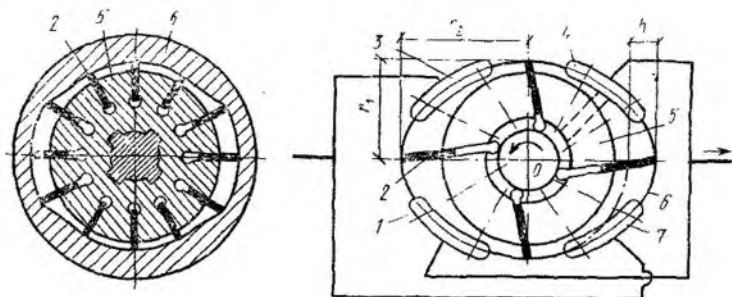


Рис. 7.6. Схемы пластинчатого насоса двойного действия с наклонным (левый рис.) и радиальным (правый рис.) расположением пластин

Характеристики винтовых насосов мало отличаются от характеристик шестеренных.

Шиберные (пластинчатые) насосы относятся к группе машин, в которых вытеснители выполнены в виде пластин (шиберов), помещенных в радиальных прорезях вращающегося ротора, а вытесняемые объемы замыкаются между двумя соседними вытеснителями и поверхностями статора и ротора.

На рис. 7.5 приведена схема пластинчатого насоса однократного действия. В корпусе насоса внутренняя поверхность которого имеет цилиндрическую форму, эксцентрично расположен ротор, представляющий собой цилиндр с прорезями (пазами), выполненными либо радиально, либо под небольшим углом к радиусу. В прорезях находятся прямоугольные пластины — вытеснители, которые при вращении ротора со-

першают относительно него возвратно-поступательное движение. Под действием центробежных сил или специальных устройств пластины прижимаются к внутренней поверхности статора и скользят по ней. При вращении ротора в направлении, указанном стрелкой, жидкость через окно, расположенное на периферии статора, поступает в насос из всасывающего патрубка и через противоположное окно подается в нагнетательный патрубок (окна на рисунке не показаны). Рабочие камеры в насосе ограничены двумя соседними пластинами и поверхностями статора и ротора. Уплотнение ротора и пластин с торцов осуществляется плавающим диском, который давлением жидкости прижимается к ротору. Для отделения всасывающей полости от нагнетательной в статоре имеются уплотнительные перемычки, размер которых должен быть несколько больше расстояния между краями двух соседних пластин.

Регулирование рабочего объема и реверс подачи пластинчатого насоса однократного действия осуществляются изменением величин и знака эксцентриситета, для чего необходим специальный механизм, смещающий центральную часть статора относительно ротора. В положении, показанном на рис. 7.5, а, насос установлен на максимальный эксцентриситет e , что соответствует максимальной подаче Q_{max} ; в положении, показанном на рис. 7.5, б, значение $e=0$ и $Q=0$; в положении, показанном на рис. 7.5, в, максимальный эксцентриситет обратного знака и соответственно максимальная подача противоположного направления.

Описанные выше шиберные насосы одинарного действия в основном применяются для гидросистем, не требующих высоких давлений (до 5 МПа). Недостатком этих машин является трудность герметизации вытеснителей, особенно со стороны торцов, а также большая нагрузка на ось ротора и пластины от сил давления жидкости. Поэтому больше распространены перегулируемые шиберные насосы двухкратного действия, которые обладают более высоким рабочим объемом и КПД. Благодаря уравновешенности радиальных сил давления жидкости на пластинчатый ротор шиберные насосы выпускаются для работы при давлении до 14 МПа.

Статорное кольцо шиберного насоса двойного действия (рис. 7.6) имеет фасонный профиль. Оно выполнено так, что участки кривой, расположенные между окнами

питания 1, 3, 4 и 7, прорезанными в боковых крышках насоса, являются дугами кругов, описанных из центра ротора 5, а участки, приходящиеся на эти окна, плавно сопряжены между собой. При вращении ротора 5 пластины 2 прижимаются к профильной поверхности статора под действием центробежной силы. Из схемы, приведенной на рис. 7.6, видно, что каждая пластина за один оборот ротора нагнетает жидкость 2 раза.

Пазы в роторе, в которых перемещаются пластины, обычно выполняют либо радиальными (рис. 7.6, а), либо под углом к радиусу (рис. 7.6, б). Наклонное расположение пазов обусловлено тем, что подбором величины угла можно в желаемом направлении изменить действие сил реакции, которая в этом случае будет действовать на пластину так, что силы трения практически не будут вызывать изгибающих напряжений. Таким образом, благодаря наклону пластин улучшаются условия движения их в пазах, однако наклонное их положение исключает возможность реверса насоса. Ввиду этого в реверсивных насосах прорези под шиберы выполняют радиальными.

Для приближенного вычисления подачи насоса можно пользоваться выражением

$$Q = 2\pi n b (r_2^2 - r_1^2).$$

С учетом объема пластин

$$Q = 2b n \left[\pi (r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1) S Z_0}{\cos \alpha} \right],$$

где α — угол наклона пластины к радиусу.

Для насосов с радиальным расположением пластин последнее выражение примет вид

$$Q = 2b n [\pi (r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1) S Z_0],$$

где b — ширина пластин; S — толщина пластин; Z_0 — число пластин (как правило, кратное четырем).

Радиально-поршневой насос представляет собой гидромашину, у которой оси поршней или плунжеров перпендикулярны оси вращения ротора или составляют с ней углы более 45° . В роторных радиально-поршневых насосах жидкость вытесняется из рабочих камер (цилиндров) в процессе вращательно-поступательного движения вытеснителей (поршней, плунжеров). Кинематической основой этого нагнетателя является представлен-

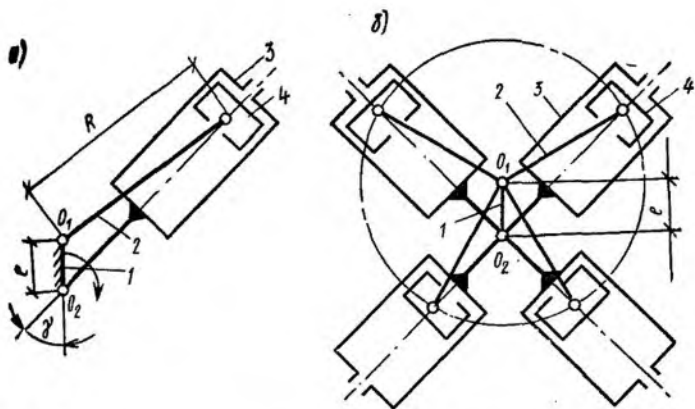


Рис. 7.7. Кинематические схемы роторно-поршневых насосов: **а** — кривошипно-шатунный механизм одного звена; **б** — звездообразное расположение четырех цилиндров

ный на рис. 7.7 кривошипно-шатунный механизм, преобразованный так, что неподвижным звеном является кривошип 1, цилиндр 3 вращается с постоянной угловой скоростью вокруг оси O_2 , а шатун 2 вращается с переменной угловой скоростью вокруг оси O_1 . Расстояние e между этими осями (соответствует размеру r кривошипа) называется эксцентриситетом.

Поскольку поршень (ползун) 4 этого кривошипно-шатунного механизма связан с шатуном 2, вращающимся вокруг той же оси O_1 , он при вращении цилиндра будет совершать в нем возвратно-поступательное перемещение с ходом $h=2e$, при котором объем камеры цилиндров будет последовательно (через каждые 180° поворота) увеличиваться и уменьшаться. Следовательно, движение поршня в сторону увеличения объема камеры может быть использовано в процессе всасывания жидкости, а в сторону уменьшения объема камеры — в процессе нагнетания.

Если несколько цилиндров 3 расположить звездообразно (рис. 7.7, б) и оси их пересечь в одном центре вращения O_2 , а шатуны 2 поршней 4 шарнирно связать с осью вращения O_1 , то получим кинематическую схему многопоршневого насоса с радиальным расположением цилиндров.

Принципиальная схема регулируемого радиально-поршневого насоса приведена на рис. 7.8. В неподвиж-

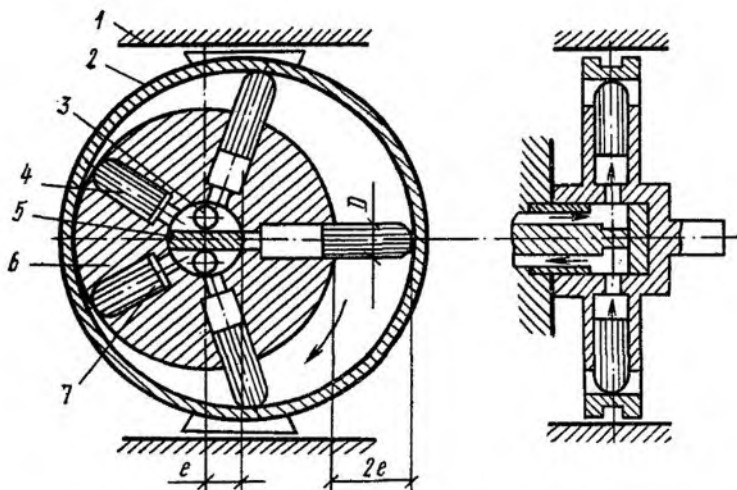


Рис. 7.8. Принципиальная схема регулируемого радиально-поршневого насоса

ном статоре 1 находится подвижная обойма 2, внутри которой устанавливается цилиндрический блок-ротор 6 с поршнями (плунжерами) 4, выполняющими роль вытеснителей. Роль распределительного устройства выполняет пустотелая ось с уплотнительной перегородкой 5, на которой помещается вращающийся ротор. При его вращении в направлении, указанном стрелкой, рабочие камеры своими каналами поочередно соединяются с отверстием 3, через которое жидкость подается в насос, и с отверстием 7, через которое происходит нагнетание жидкости. Каналы рабочих камер при прохождении их через нейтральное положение перекрываются уплотнительной перегородкой. Головки поршней прижимаются к внутренней поверхности обоймы либо центробежной силой, либо специальными пружинами.

Подача такого нагнетателя регулируется путем перемещения обоймы 2 в статоре. В этом случае изменяется эксцентриситет e , а следовательно, и рабочий объем V_0 , который может быть определен по формуле

$$V_0 = V_k Z_0 = \frac{\pi d^2}{4} 2 e Z_0,$$

где V_k — полезный объем рабочей камеры или объем несжимаемой жидкости, вытесняемой поршнем при отсутствии утечек; d — диаметр цилиндра; Z_0 — число поршней (или рабочих камер).

Число цилиндров в насосе Z_0 в одном ряду обычно равно 5—7 и реже 9. Цилиндры насоса могут располагаться в несколько рядов (обычно не более трех), благодаря чему достигается увеличение подачи и ее большая равномерность. Кроме того, для увеличения подачи применяются нагнетатели многократного действия, в которых статорное кольцо (обойма) имеет специальный профиль.

Рабочий объем многорядных нагнетателей многократного действия равен:

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} 2 e Z_0 i m,$$

где i — кратность нагнетателя; m — число рядов.

Минутная подача при частоте вращения ротора n , об/мин,

$$Q_0 = \eta_0 V_0 n,$$

где η_0 — объемный КПД, равный 0,7—0,9.

Аксиально-поршневые нагнетатели — это роторные машины, у которых рабочие камеры вращаются относительно оси ротора, а оси поршней (или плунжеров) параллельны оси вращения или составляют с ней угол меньше 45° . Нагнетатели этого типа бывают двух разновидностей: с наклонным блоком и наклонным диском. У первых ось вращения ведущего вала и ось ротора пересекаются, образуя угол; у вторых оси ведущего вала и ротора совпадают, т. е. у таких гидромашин ведущее звено и ротор расположены на одной оси.

Большое распространение получили нагнетатели с наклонным блоком и двойным несилковым карданом (рис. 7.9). Такой насос состоит из блока цилиндров (барабана) 2 с поршнями 3, связанными с помощью шатунов 4 с наклонной шайбой 5, угол наклона γ , оси которой относительно оси блока цилиндров определяет величину хода поршней. В рассматриваемой схеме блок цилиндров вращается вокруг своей оси, вследствие чего упрощается распределение жидкости, которое обычно осуществляется через серпообразные окна a и b , выполненные в неподвижном опорно-распределительном диске 1, и каналы 7 блока, цилиндров 2. В мертвых точках поршней отверстия каналов каждого цилиндра перекрываются нижней и верхней разделительными перемычками, расположенными между распределительными окнами a и b , ширина s которых несколько превышает диа-

СЕЧЕНИЕ ОБЩИ УСЛОВНОЕ

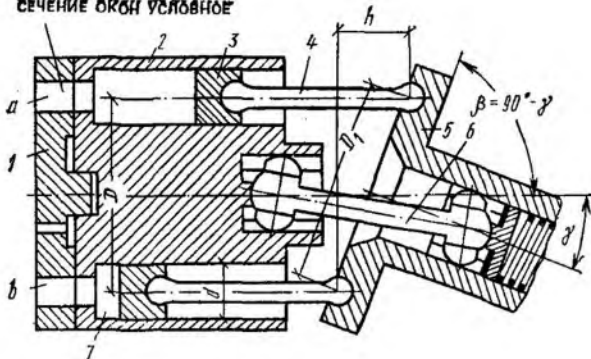


Рис. 7.9. Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса с двойным несилковым карданом

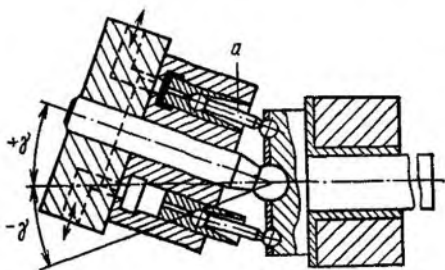


Рис. 7.10. Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком бескарданного типа

метр d_k канала 7. Приводной вал (и, следовательно, диск 5) связан с блоком цилиндров 2 с помощью двойного кардана 6.

В последнее время широкое распространение получили аксиально-поршневые машины с наклонным блоком бескарданного типа (рис. 7.10), при применении которых появляется возможность уменьшить диаметр блока цилиндров, а также улучшаются вибрационные характеристики. Крутящий момент передается с помощью поршневых шатунов, входящих внутрь поршней.

Наиболее перспективными, особенно при работе с небольшими мощностями, являются насосы с наклонным диском. В таком насосе, схема которого представлена на рис. 7.11, отсутствует как карданная, так и шатунная связь наклонного диска с поршневым блоком. Поршни насоса выполнены в виде плунжеров 2, прижимающихся к неподвижному наклонному диску 4 с помощью пружин 1, которые опираются на диск либо сво-

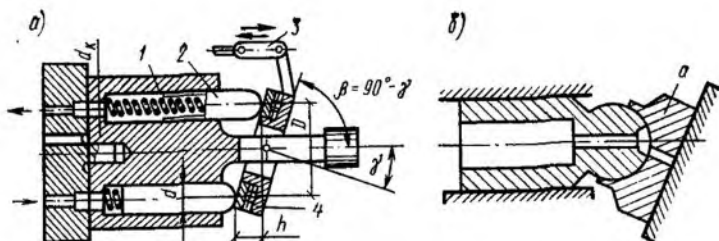


Рис. 7.11. Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса (а) и промежуточный башмак (б)

ими сферическими концами, либо через промежуточный башмак (рис. 7.11, б). Благодаря применению этого башмака снижается контактное давление в месте касания плунжером диска.

Насосы с аксиальным расположением цилиндров применяются для работы при давлениях до 35 МПа, они имеют высокий объемный КПД, который для большинства моделей равен 0,97—0,98.

Для всех аксиально-поршневых нагнетателей характерно торцевое распределение жидкости, т. е. наличие устройства, обеспечивающего попеременное сообщение рабочих камер с полостями всасывания и нагнетания, а также замыкание рабочих камер в мертвых точках. Это устройство представляет собой дугообразные окна (а и б на рис. 7.9), выполненные в неподвижном упорно-распределительном диске, одно из которых является всасывающим, другое — напорным.

Для изменения рабочего объема в регулируемых аксиально-поршневых нагнетателях вручную или автоматически (в зависимости от давления насоса) изменяет угол наклона блока цилиндров или диска.

Рабочий объем насоса с наклонным блоком определяется приближенно по формуле

$$V_0 = V_k Z_0 = \frac{\pi d^2}{4} Z_0 D \sin \gamma,$$

Рабочий объем насоса с наклонным диском

$$V_0 = V_k Z_0 = \frac{\pi d^2}{4} Z_0 D \operatorname{tg} \gamma,$$

где V_k — полезный объем рабочей камеры; D — диаметр окружности, на которой в роторе расположены оси поршней; D_1 — диаметр окружности, на которой в упорном диске расположены центры шарниров шатунов; γ — угол наклона блока цилиндра или диска к оси вращения ротора; Z_0 — число поршней.

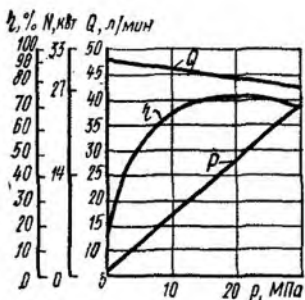


Рис. 7.12. Характеристика аксиально-поршневого насоса HA-32/320

Минутная подача аксиально-поршневого насоса при частоте вращения ротора n , об/мин

$$Q = \eta_o V_o n,$$

η_o — объемный КПД.

На рис. 7.12 приведена характеристика аксиально-поршневого насоса HA-32/320.

§ 28. Ротационные компрессоры

Рассмотрим несколько наиболее распространенных типов ротационных компрессоров, к которым можно отнести: пластинчатые, водокольцевые, восьмерочные и винтовые.

Пластинчатые компрессоры получили достаточно широкое распространение в различных областях промышленности. Схема ротационного пластинчатого компрессора представлена на рис. 7.13. Он состоит из ротора 1, вставленного эксцентрично внутрь корпуса (статора) 2, вследствие чего вокруг ротора образуется серповидное пространство $S-S$. В роторе выполнены радиальные прорезы, в которые свободно вставляются стальные пластины (шиберы) 3. При вращении ротора пластины под действием центробежной силы инерции выходят из прорезей и скользят своей внешней кромкой по внутренней поверхности корпуса. Серповидное пространство при этом делится на замкнутые объемы 4, в которых газ переносится из области всасывания в область нагнетания. Такая схема компрессора обладает хорошей динамической уравновешенностью и позволяет сообщить ротору высокую частоту вращения и соединить машину непосредственно с электродвигателем с частотой вращения до 1500 об/мин. Поскольку при работе компрессора

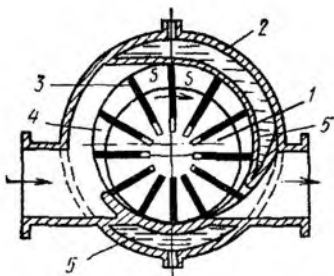


Рис. 7.13. Схема пластинчатого компрессора

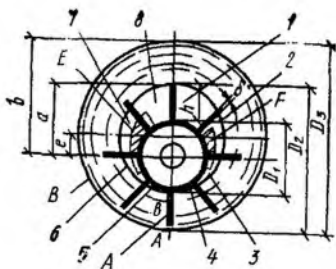


Рис. 7.14. Схема водокольцевого компрессора

выделяется большое количество теплоты, при степенях сжатия выше 1,5 корпус компрессора изготавливают с высокой рубашкой охлаждения 5. Степень сжатия таких компрессоров достигает 5—6. При необходимости получения большей степени сжатия устанавливают два компрессора последовательно с промежуточным холодильником между ними.

Пластинчатые компрессоры могут быть использованы для получения вакуума. В этом случае они называются *вакуум-насосами*. Работая в качестве вакуум-насоса, компрессор может давать разрежение до 95%, а при последовательной установке двух компрессоров вакуум достигает 99%.

Если ротор диаметром D имеет Z пластин толщиной δ , то при эксцентриситете e и частоте вращения ротора n получаем подачу компрессора в виде

$$L = \lambda_0 (\pi D - \delta z) l e n / 60,$$

где λ_0 — коэффициент подачи, лежащий в пределах 0,5—0,8 и зависящий от степени сжатия компрессора.

Из приведенного следует, что подача пластического компрессора зависит от частоты вращения привода. Отсюда следует один из методов регулирования подачи компрессоров — изменение частоты вращения. Однако следует иметь в виду, что нижний предел регулирования частоты вращения составляет около 50% номинала. Это связано с уменьшением центробежной силы инерции, под действием которой происходит выход пластин из пазов, а также негерметичностью прилегания пластин к ротору. Предел повышения частоты вращения определяется износом пластин и нагревом компрессора. Изме-

нение подачи компрессора может достигаться перепуском сжатого газа во всасывающий трубопровод и периодическими остановками компрессора.

Пластинчатые компрессоры находят широкое применение в качестве дутьевых машин в кузнечных и термических цехах, как компрессионные агрегаты холодильных установок и при сжатии газов в технологических процессах химических производств.

Водокольцевые компрессоры также достаточно широко используются в различных отраслях промышленности, где необходимо подавать воздух или технический газ. Сравнительно простое устройство и безотказность в работе обусловили применение этих машин во многих областях производства вместо поршневых и ротационных со скользящими пластинами.

Достоинством водокольцевых компрессоров является отсутствие клапанов и распределительных механизмов, поэтому они пригодны для сжатия запыленных газов. Рассмотрим принцип работы водокольцевого компрессора. Рабочее колесо *A* с лопатками, неподвижными относительно колеса, вставлено в корпус *B* (рис. 7.14) с некоторым эксцентриситетом. При вращении рабочего колеса жидкостное кольцо образует свободную поверхность *C*, которая точно касается втулки колеса. Рабочие пространства *1—4* возрастают, в результате чего через отверстие *E* происходит всасывание газа. Во второй половине рабочего объема пространства *5—8* уменьшаются, происходит сжатие газа и выталкивание его через нагнетательное отверстие *F*. Роль корпуса в таком компрессоре выполняет жидкостное кольцо, в которое погружаются лопатки вращающегося ротора.

Если ротор имеет *Z* лопаток толщиной δ высотой *h* и длиной *l* при частоте вращения *n*, об/мин, то при отсутствии потерь через зазоры и гидравлических сопротивлений объем поступающего в компрессор газа, будет равен:

$$V = [\pi(D_2^2 - D_1^2)/4 - Z\delta h]ln/60.$$

Действительное количество газа, подаваемое компрессором, будет меньше вследствие того, что сжатие газа в рабочем объеме осуществляется жидкостным кольцом. Когда происходит сжатие, давление с одной стороны жидкостного кольца будет больше, а толщина кольца в этой части — меньше. При этом давление столба жидкости на стенку корпуса (плюс давление

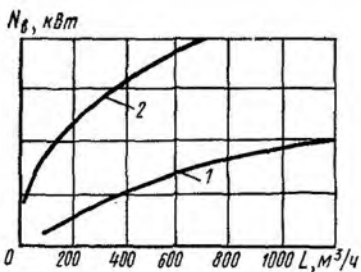


Рис. 7.15. Сравнительные мощностные характеристики для пластинчатого (1) и водокольцевого (2) компрессоров

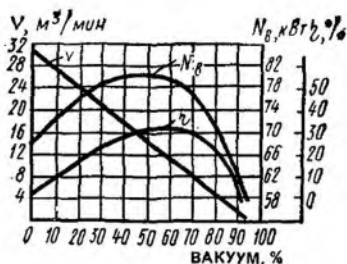


Рис. 7.16. Характеристика водокольцевого компрессора

газа на внутреннюю часть кольца) уравновешивается с другой его стороны большей толщиной вращающегося жидкостного кольца. Поэтому кольцо жидкости не является телом вращения: там, где газ всасывается, оно толще.

Для сравнения расхода энергии в различных ротационных компрессорах на рис. 7.15 приведены мощностные характеристики, полученные при создании вакуума для пластинчатого компрессора (кривая 1) и вакуумнасоса (кривая 2).

Водокольцевые машины работают как компрессоры довольно редко и рассчитываются на сравнительно невысокие давления около 10^5 Па. Основное назначение этих машин — создание вакуума. Одноступенчатые водокольцевые компрессоры (вакуум-насосы) создают разрежение до 98%.

Подача компрессора и создаваемое им разрежение зависят от качества выполнения и величины зазоров между торцовыми поверхностями колеса и корпуса, где расположены всасывающие и нагнетательные отверстия. Для улучшения коэффициента подачи процесс всасывания целесообразно растягивать во времени. С этой целью размер всасывающего отверстия удлиняют почти на половину окружности. Процесс нагнетания, наоборот, следует укорачивать по сравнению с процессом всасывания в зависимости от давления нагнетания.

Водяное кольцо в процессе работы нагревается, поэтому необходима замена воды. В некоторых установках свежая вода к нагнетателю подводится путем

присоединения его к водопроводу, а отработавшая вода отводится в канализацию. Расход охлаждающей воды на 1 кВт мощности на валу машины примерно равен 5—7 л/мин.

На рис. 7.16 приведена характеристика водокольцевого вакуум-насоса, на которой в зависимости от вакуума нанесены кривые подачи, мощности, КПД и полного изотермического КПД.

Если насос с жидкостным кольцом тщательно изготовлен и применены соответствующие жидкости, то создаваемый им вакуум может быть настолько высоким, что насос становится пригодным для получения разряжения в электро- и радиолампах, ртутных выпрямителях и т. п.

Одноступенчатые вакуум-насосы с масляным кольцом, размещенные в масляной герметичности закрытой ванне, развивают вакуум до 99,98%. Два насоса, соединенных последовательно, создают вакуум до 99,999%.

К машинам с *восьмерочными роторами* относится компрессор, изображенный на рис. 7.17. Он состоит из корпуса 1 эллиптической формы, снабженного всасывающим 3 и нагнетательным 6 патрубками. В корпусе симметрично горизонтальной оси расположены два ротора 5, имеющие форму восьмерок. Роторы жестко связаны с валами и вращаются с равными угловыми скоростями, но в противоположные стороны.

Положение восьмерок на рис. 7.17 соответствует моменту всасывания газа в полость 2 между правым ротором и стенкой корпуса. Всасывание прекратится в тот момент, когда правый ротор займет вертикальное положение. Левый ротор в это время расположится перпендикулярно правому, т. е. примет горизонтальное положение. При дальнейшем вращении правого ротора по стрелке полость 2 сообщается с нагнетательным пространством 7 и полостью 4 между левым ротором и стенкой корпуса. Тогда сжатый газ из пространства 7 переходит в полость 4, сжимая находящийся там газ, только что поданный левым ротором, и повышая его давление. Когда же левый ротор, вращаясь по часовой стрелке, займет вертикальное положение, начнется выталкивание сжатого газа. Таким образом, когда в полости 2 идет всасывание газа, в нагнетательном пространстве 7 и полости 4 происходит сжатие газа и его выталкивание.

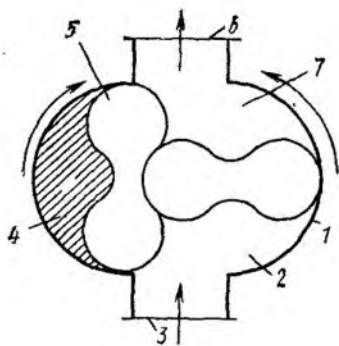


Рис. 7.17. Схема восьмерочного компрессора

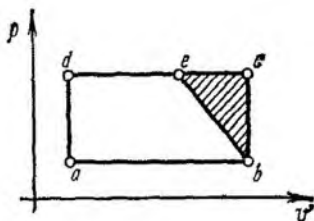


Рис. 7.18. Теоретическая диаграмма восьмерочного компрессора

Теоретическая диаграмма процесса, происходящего в этом компрессоре, изображена на рис. 7.18. На диаграмме: ab — линия всасывания; cd — линия нагнетания; bc — линия выравнивания давления, повышение которого предполагается мгновенным; be — линия сжатия газа в случае работы поршневого компрессора; da — линия падения давления после выталкивания газа.

Сравнивая диаграммы поршневого компрессора и рассмотренной машины, видим, что заштрихованная часть является работой, которая теряется при сжатии в восьмерочном компрессоре. На диаграмме площадь $abed$ представляет собой работу, необходимую для сжатия газа, вошедшего во всасывающую полость, а площадь $abcd$ — работу, требуемую для сжатия всего газа, находящегося в полости сжатия.

Компрессоры восьмерочного типа с давлением нагнетания $4 \cdot 10^5$ Па применяются для питания сталеплавильных конвертеров, для продувки двигателей внутреннего сгорания и т. п. Машины с более низким давлением около 10^4 Па служат для подачи воздуха в вагранки и для пневмотранспорта.

Теоретический объем газа, засасываемый за один оборот, определяется по формуле

$$V_T = 4F_0l,$$

где F_0 — площадь 4 между ротором и корпусом; l — длина ротора.

Объем, описываемый роторами за один оборот, ра-

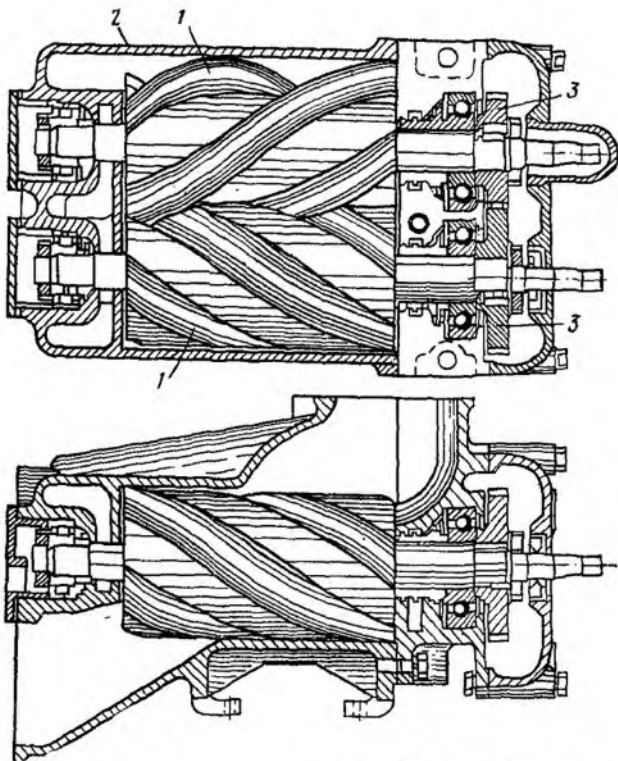


Рис. 7.19. Разрез винтового компрессора

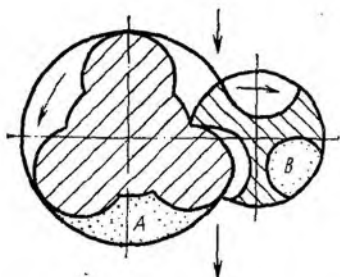


Рис. 7.20. Рабочие пространства в винтовом компрессоре

вен четырехкратному рабочему объему. Действительный объем всасываемого газа с учетом объемного КПД равен:

$$V_{\text{д}} = 4F_0 l \lambda_0 n / 60,$$

где λ_0 — объемный КПД; n — частота вращения привода, об/мин.

Винтовая компрессионная машина имеет два ротора *1* (рис. 7.19) с параллельными осями, вращающихся с небольшими зазорами в корпусе *2* и связанных между собой парой шестерен *3*.

Роторы винтового компрессора представляют собой цилиндрические шестерни с малым числом винтовых зубьев. Зацепление зубьев циклоидальное точечное, при этом у одного из роторов зубья лежат целиком вне начальной окружности и имеют выпуклый профиль, а у другого — внутри начальной окружности и имеют вогнутый профиль (рис. 7.20). Подвод и отвод газа производится через окна на двух противоположных углах корпуса, так что газ проходит через компрессор в диагональном направлении. При вращении роторов газ в полостях *A* и *B*, ограниченных поверхностями роторов и корпуса и линией соприкосновения роторов, перемещается в осевом направлении со стороны всасывания к стороне нагнетания. Сначала эти полости сообщаются с всасывающим окном и заполняются газом. Затем это окно закрывается и линия соприкосновения роторов, отделяющая замкнутую в полостях *A* и *B* порцию газа от следующей всасываемой порции, перемещается в осевом направлении к нагнетательному отверстию, которое в определенный момент открывается и в котором происходит выталкивание газа.

Винтовые компрессоры работают с частотой вращения 1000—10 000 об/мин. Благодаря большой частоте вращения эти компрессоры получаются сравнительно легкими и компактными. Подача винтовых компрессоров лежит в пределах 0,5—300 м³/мин. При избыточных давлениях выше $2 \cdot 10^5$ Па винтовые компрессоры имеют КПД больше КПД машин других типов. На давление $7 \cdot 10^5$ Па и выше компрессоры выполняются двухступенчатыми.

Винтовые компрессоры аналогичны центробежным машинам, они также не загрязняют сжимаемого газа смазочным маслом (смазка роторов отсутствует) и работают вполне устойчиво. Винтовые компрессоры находят широкое применение в различных областях техники, особенно там, где необходимо иметь компактную установку с большой подачей.

§ 29. Выбор радиальных (центробежных) и осевых нагнетателей

Выбор нагнетателя для той или иной системы заключается в определении его типоразмера и конструкции, обеспечивающей безопасность, надежность, устойчивость и достаточный срок службы, а также допустимый уровень шума и экономичность.

Для правильного выбора конкретного нагнетателя необходимо знать: подачу; сопротивление системы; плотность перемещаемой среды, ее состав, наличие в ней агрессивных и механических примесей; условия применения и обслуживания; характер нагрузки; выделенную площадь для установки агрегата; желательный тип привода и допустимую нагрузку на строительные конструкции.

Наиболее просто выбрать нагнетатель на заданные параметры по каталогам, в которых приведены универсальные совмещенные и индивидуальные характеристики серийных нагнетателей различных типоразмеров. При этом желательно, чтобы частота вращения рабочего колеса нагнетателя совпадала с частотой вращения электродвигателя. В этом случае упрощаются монтаж и эксплуатация нагнетателя. Частота вращения рабочего колеса должна укладываться в стандартный ряд (500; 600; 750; 1000; 1500 и 3000 мин⁻¹). В других случаях частота вращения определяется возможностями привода.

Порядок подбора состоит в следующем: по заданным значениям подачи и давления (с учетом потерь в присоединительных элементах) находят положение рабочей точки. Если она располагается между характеристиками, соответствующими стандартным частотам вращения, то ее сносят по вертикали на расположенную ниже «стандартную» характеристику или же поднимают до расположенной выше «стандартной» характеристики. И в том, и в другом случае систему приходится пересчитывать на новое давление, соответствующее полученной рабочей точке. Затем находят КПД нагнетателя и определяют потребляемую мощность.

Положение расчетной рабочей точки можно не менять, если соединение нагнетателя с электродвигателем осуществляется по схемам 4; 6 и 7 (см. § 15), т. е. в случае использования клиноременной передачи, расчет которой выполняется в соответствии с ГОСТ 1284.3—80 с изм.

Расчет сетей и, в частности, определение их сопротивления не относится к числу точных расчетов, поэтому следует учитывать рекомендации Б. Экка, который предлагал выбирать нагнетатели с некоторым запасом по давлению и подаче. Нормальным считается запас давления 10%.

Представляет интерес метод, предложенный инж. И. Ф. Молодкиным для подбора радиальных вентиляторов. На основании анализа соотношений теории подобия вентиляторов и метода подбора определенной серии по характеристике одного образца с помощью эквивалентного отверстия им получены для заданных значений подачи, $\text{м}^3/\text{с}$, и давления, Па, формулы и коэффициенты для определения номинального диаметра колеса и частоты вращения при работе в области максимального КПД.

Порядок подбора заключается в следующем.

1. Определяют размер расчетного эквивалентного отверстия

$$T_p = L / \sqrt{p}.$$

2. Зная критерий габаритности A (табл. 8.1), вычисляют расчетный диаметр рабочего колеса

$$d_p = \sqrt{AT_p} \approx d_{\text{ном}},$$

3. Находят частоту вращения рабочего колеса в заданном режиме

$$n = 9,55 B \sqrt{p' d_{\text{ном}}},$$

где B — коэффициент пропорциональности, принимаемый по табл. 8.1.

Поясним изложенное примерами.

Пример 8.1. Подобрать радиальный вентилятор типа ВЦ4-70, имеющего подачу $L=13,33 \text{ м}^3/\text{с}$ ($48\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$) и развивающего давление $p=1425 \text{ Па}$.

Решение. Расчетный размер эквивалентного отверстия равен

$$T_p = 13,33 / \sqrt{1425} = 0,353,$$

Таблица 8.1 Значения критерия габаритности некоторых типов вентиляторов

Тип вентилятора	A	B	KП.1
Ц8-18	32,34	2,03	0,64
ВВД	26,97	2,09	0,58
Ц10-28	11,01	1,79	0,64
ВЦП7-40	8,15	2,33	0,565
Ц6-46	6,79	2,38	0,61
ВЦ4-70	4,19	2,74	0,80
ВЦ4-76	3,81	2,81	0,84
Ц9-57	3,36	1,90	0,64
ВЦ14-46	3,28	1,52	0,70

Вычисляем расчетный диаметр рабочего колеса

$$d_p = \sqrt{4,19 \cdot 0,353} = 1,2 \text{ м.}$$

Колесо такого диаметра имеет вентилятор ВЦ4-70 № 12.

Определяем частоту вращения рабочего колеса

$$n = 9,55 \cdot 2,74 \sqrt{1425/1,2} = 823 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 8.2. Используя условия примера 8.1, подобрать вентилятор с диаметром колеса 0,8 м.

Решение. Расчетный размер эквивалентного отверстия равен:

$$T_p = 13,33 / \sqrt{1425} = 0,353.$$

Используя схему параллельного включения двух вентиляторов № 8 и пренебрегая сопротивлением на индивидуальных участках, получим

$$A = 0,8^2 / (0,353/2) = 3,62.$$

По табл. 8.1, используя найденное значение A, выбираем вентилятор ВЦ4-76 № 8. Определяем частоту вращения рабочего колеса

$$n = 9,55 \cdot 2,81 \sqrt{1425/0,8} = 1266 \text{ мин}^{-1}.$$

К несомненным достоинствам методики И. Ф. Молодкина следует отнести то, что она чрезвычайно удобна для применения в расчетах вентиляционных систем на ЭВМ.

При подборе нагнетателя необходимо дать оценку надежности его работы в сети, особенно тогда, когда по технологическим или иным соображениям не допустим перерыв в работе системы. Надежность нагнетателя определяется безотказностью в работе, которая обусловлена продолжительностью эксплуатации агрегата без

Таблица 8.2. Вероятность безотказной работы вентиляторных агрегатов

Исполнение вентиляторных агрегатов	$p(t_1)$ для систем	
	приточных	вытяжных и пылеудаления
1 (стальное колесо на валу электродвигателя)	0,83	0,91
2; 3 и 5 (стальное колесо на собственном валу, соединенном с электродвигателем посредством муфты)		
4; 6 и 7 (с клиноременным приводом)	0,74	0,86

каких-либо вмешательств для поддержания его работоспособности. Вероятность безотказной работы нагнетателя обозначается $p(t_1)$.

Исследования, выполненные Г. Г. Вахваховым, позволили ему установить для вентиляторных агрегатов общего назначения в стальном исполнении (Ц4-70, Ц4-76, Ц14-48) значения вероятности безотказной работы (табл. 8.2).

При наличии регулирующего устройства, выполненного в виде ОНА или многостворчатого клапана, значение $p(t_1)$ для системы нужно умножить на вероятность безотказной работы регулирующего устройства, которая равна: для приточных систем — 0,77; для систем вытяжных и пылеудаления — 0,87.

Характеристики потолочных вентиляторов, устанавливаемых в кондиционируемых помещениях общественных и административных зданий в качестве турбулизаторов воздушной среды, приведены в табл. 8.3.

Число вентиляторов, необходимых для создания в помещении расчетной скорости воздуха, определяют с помощью номограммы, составленной Т. И. Крюковой. Число вентиляторов рекомендуется принимать не более четырех (для типа ВПМ1-100) или шести (для типа ВПК). Это ограничение обосновано незначительностью дополнительного эффекта перемешивания, достигаемого увеличением числа вентиляторов (рис. 8.1).

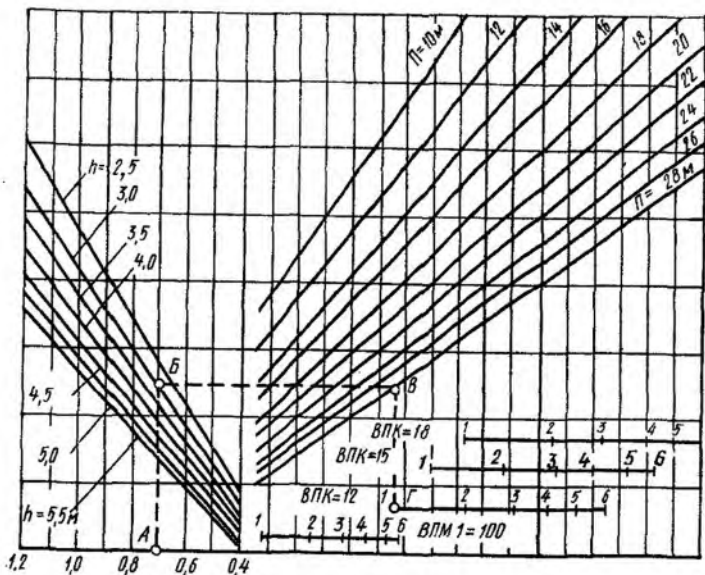


Рис. 8.1. Номограмма для определения количества потолочных вентиляторов

Таблица 8.3. Основные характеристики потолочных вентиляторов

Тип вентилятора	Подача, м ³ /ч	Частота вращения, мин ⁻¹	Потребляемая мощность, Вт	Размеры, м		Масса, кг
				диаметр	высота	
ВЛМ1-100 «Зангезур»	8 830	318	60	0,96	0,36	7,0
ВПК-12 «Союз»	13 000	245	74	1,20	0,75	8,1
ВПК-15 «Союз»	19 000	240	74	1,50	0,75	8,4
ВПК-18 «Союз»	21 000	212	75	1,80	0,75	8,7

Если скорость воздуха в помещении оказывается значительно ниже расчетной, то над фиксированными рабочими местами можно предусмотреть установку дополнительных потолочных вентиляторов для обеспечения локального душирования. Средняя скорость движения воздуха v_v зависит от температуры воздуха в помещении $t_{п}$:

$t_{п}$, °С . . .	26	27	28	29	30 и более
v_v , м/с . . .	0,2–0,4	0,4–0,7	0,7–0,9	0,9–1,2	1,2–1,4

Размещать потолочные вентиляторы следует по возможности равномерно с учетом эстетических требований.

Число вентиляторов, устанавливаемых для улучшения распределения приточного воздуха или для устранения градиентов температуры, возникающих при работе охлаждающих приборов, определяется из условия обеспечения необходимой кратности циркуляции по формуле

$$n = 40 F_{\text{пола}} h_{\text{ном}} / L.$$

§ 30. Подбор электродвигателей

Потребляемая лопастным нагнетателем мощность при подаче L , м³/ч, и развиваемом полном давлении p , Па, определяется по формуле

$$N = \frac{k_1 k_2 L p}{3,6 \eta} 10^{-6},$$

где k_1 — коэффициент запаса, учитывающий несовпадение значений каталожного и фактического КПД нагнетателя; в среднем может быть принят равным 1,05; k_2 — коэффициент, учитывающий неточность расчета потерь давления в сети. По предложению Г. Г. Вахвахова, для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, следует принимать $k_2 = 1,06$, а для вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, и осевых — $k_2 = 1$. Для центробежных насосов коэффициент запаса зависимости от мощности нагнетателя N :

N , кВт	до 20	20—50	50—300	св. 300
k_2	1,25	1,2	1,15	1,1

Установочная мощность электродвигателя определяется с учетом вида передачи

$$N_y = N / \eta_{\text{пер}},$$

(при непосредственном соединении $\eta_{\text{пер}} = 1,0$; при муфтовом — $\eta_{\text{пер}} = 0,98$; при клиноременной передаче — $\eta_{\text{пер}} = 0,95$). Кроме того, необходимо учитывать температуру окружающей среды, в которой будет находиться электродвигатель. Так как при высокой температуре окружающей среды теплоотдача обмоток электродвигателя ухудшается, то это обстоятельство учитывают, вводя коэффициент запаса на установочную мощность: при $t = 40^\circ\text{C}$ $k = 1,1$, при $t = 45^\circ\text{C}$ $k = 1,2$ и при $t = 50^\circ\text{C}$ $k = 1,25$.

Для привода нагнетателей в основном используются электродвигатели переменного трехфазного тока. Они разделяются на синхронные и асинхронные. Синхрон-

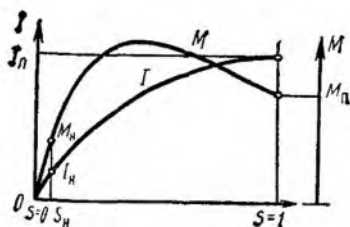


Рис. 8.2. Рабочая характеристика асинхронного короткозамкнутого электродвигателя

ные электродвигатели, как более сложные в конструктивном отношении и в обслуживании, применяют для привода только крупных установок при мощности свыше 500 кВт.

Наибольшее распространение, особенно при мощности до 100 кВт, получили более простые асинхронные короткозамкнутые электродвигатели. Их недостатком является то, что пусковой ток превышает номинальный в 5—7 раз, а пусковой момент в 1,6—2 раза превышает номинальный момент (рис. 8.2). Поэтому при пуске таких электродвигателей применяют пусковой трансформатор или используют переключение обмоток со «звезды» на «треугольник». В последнем случае пусковой ток уменьшается в 3 раза.

В настоящее время для привода нагнетателей широко используются электродвигатели единой серии 4А. Они выпускаются в защищенном исполнении и закрытыми обдуваемыми. У защищенных электродвигателей обмотка изолирована от действия кислот, влаги и других веществ. Закрытые обдуваемые электродвигатели имеют конструкцию корпуса, предохраняющую их от воздействия окружающего воздуха, содержащего различные примеси.

В особых случаях находят применение герметичные электродвигатели, например взрывонепроницаемые типа ВАО, В(ВР) и др. Отличительной конструктивной особенностью таких электродвигателей является развитая площадь оребренной поверхности корпуса (для увеличения площади теплоотдающей поверхности).

§ 31. Установка нагнетателей

Все многочисленные способы установки нагнетателей можно объединить в две группы: 1) установка на жестком основании; 2) установка на упругом основании.

Свидетельством хорошего качества изготовления нагнетателя и выполнения монтажных работ по его установке является отсутствие вибрации при работе нагнетателя. Вибрацией называются механические колебания упругих тел, проявляющиеся в перемещении центра их тяжести или оси симметрии в пространстве. Вибрацию нагнетателей вызывает вращение недостаточно сбалансированных элементов. Она отрицательно сказывается на долговечности не только самих нагнетателей, но и строительных конструкций здания.

Вибрация нагнетателей характеризуется амплитудой и частотой колебаний — собственных и вынужденных. Собственные колебания в системе происходят после единичного внешнего возмущения, например, удара; вынужденные колебания — под действием внешних периодических сил, которые действуют независимо от колебаний в системе.

Причинами вибрации могут быть неточность изготовления в заводских условиях рабочего колеса, грубая насадка колеса на вал, неточность сборки и т. д. Для устранения вибрации, вызванной этими причинами, проводят статическую и динамическую балансировки.

Деление балансировки на статическую и динамическую является условным, так как в процессе динамической балансировки устраняется также и статический дисбаланс. Для сравнительно узких колес небольшого диаметра, вращающихся с невысокими скоростями, можно обходиться одной статической балансировкой. При отношении ширины колеса к диаметру, равном 0,3 и более, следует проводить динамическую балансировку.

Наиболее простым и распространенным приспособлением для *статической* балансировки являются балансировочные параллели, представляющие собой два стальных горизонтальных бруса. Рабочее колесо на параллелях стремится занять такое положение, при котором неуравновешенный груз находится в нижней точке. Благодаря этому можно легко найти плоскость дисбаланса.

Статическая балансировка производится в следующем порядке. Закрепленное на валу рабочее колесо помещают на опоры балансировочного приспособления и в установившемся положении отмечают верхнюю точку. Операцию повторяют 2—3 раза, отклоняя колесо примерно на 90° от положения равновесия в разные сто-

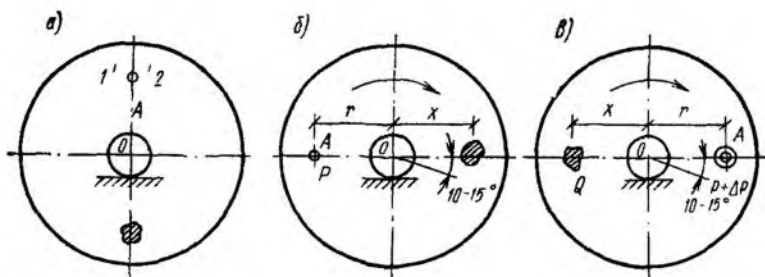


Рис. 8.3. Статическая балансировка рабочего колеса

роны. Местом установки уравнивающего груза принимают точку A , находящуюся на равном расстоянии от полученных отметок 1 и 2 (рис. 8.3, a). Для определения массы уравнивающего груза колесо поворачивают так, чтобы радиус OA занял горизонтальное положение. Затем в точке A закрепляют такой пробный груз P , при котором колесо поворачивается на $10-15^\circ$ по часовой стрелке (рис. 8.3, b). После этого колесо поворачивают на 180° и навешивают дополнительный груз ΔP , который вызывает поворот колеса на такой же угол $10-15^\circ$ в том же направлении (рис. 8.3, b). Из равенства

$$M = (Qx - pr) \cos \alpha = [(P + \Delta P)/r - Qx] \cos \alpha,$$

где Q — начальная неуровненность,

получим

$$\left(p + \frac{\Delta P}{2}\right) r = Qx.$$

Первая часть выражения Qx представляет собой статический момент неуровненной массы, а левая — статический момент уравнивающего груза. Так как это равенство является условием статической уравновешенности, то выражение

$$P_{ур} = p + 0,5\Delta P$$

представляет собой искомую величину уравнивающего груза, который нужно закрепить в точке A .

Динамическая балансировка довольно сложна и поэтому выполняется в заводских условиях на балансировочном станке.

Известным способом уменьшения вибраций является устройство массивного фундамента, в котором затухают

передаваемые ему колебания. Как показывает опыт, масса фундамента под насосный или вентиляционный агрегат должна быть в 3—5 раз больше массы агрегата. Это способствует приближению центра тяжести к точкам опоры, обеспечивая устойчивое равновесие.

Насосные установки небольших размеров (за исключением насосов типа ЦВЦ) прежде чем устанавливать на фундамент, желательно смонтировать на общей сварной раме или фундаментной плите, представляющей собой плоскую ребристую литую конструкцию с пространственными горизонтальными приливами, на которые опираются и к которым крепятся лапы корпуса насоса, и лишь затем анкерными болтами прикрепить к фундаменту.

Крупные насосные и вентиляторные агрегаты монтируют на жестких армированных бетонных фундаментах без рам (нагнетатель и электродвигатель отдельно).

Для вентиляторных агрегатов небольших и средних размеров наиболее универсальной и экономичной является установка на виброизолирующем основании, эффективность уменьшения вибрации которого оценивается коэффициентом передачи:

$$\alpha = \frac{z_d}{z_b} = \frac{1}{(n/60n_z)^2 - 1},$$

где z_d — динамическая сила, H ; z_b — возмущающая сила, H ; n — меньшая из двух (вентилятора и электродвигателя) частота вращения, мин^{-1} ; n_z — частота собственных вертикальных колебаний при рабочей нагрузке, Гц (см. табл. 8.5).

Как правило, коэффициент передачи получается вполне приемлемым, если отношение $n/60n_z \geq 4$.

Конструкции виброизоляторов разнообразны — от простейших резиновых амортизаторов до стальных пружинных, которые более надёжны, долговечны и менее чувствительны к воздействию окружающей среды. Из пружинных виброизоляторов наиболее широкое применение получили неравночастотные (марки ДО) и равночастотные (марки ВИ). Неравночастотные виброизоляторы не обеспечивают постоянства частоты собственных колебаний установки при изменении нагрузки; равночастотные сохраняют эту частоту в широком диапазоне нагрузок.

Т а б л и ц а 8.4. Технические характеристики пружинных виброизоляторов

Марка	Нагрузка на один виброизолятор, Н		Вертикальная жесткость пружины, Н/см	Осадка пружины под нагрузкой, см		Частота собственных вертикальных колебаний при рабочей нагрузке, Гц
	минимальная	максимальная		минимальная	максимальная	
ДО-40	346	432	81	4,17	5,2	2,5
ДО-41	550	687	124	4,34	5,4	2,42
ДО-42	960	1200	165	5,72	7,2	2,08
ДО-43	1680	2100	295	5,60	7,0	2,08
ВИ-26	125	400	295	2,76	6,35	3,0
ВИ-27	400	1400	295	3,99	9,2	2,5
ВИ-28	1160	4100	295	4,71	10,8	2,3

При применении неравночастотных виброизоляторов обязательным условием является равномерное распределение нагрузки по изоляторам, а для этого необходимо знать расположение в плане центра тяжести агрегата, что затрудняет проектирование.

Технические данные виброизоляторов некоторых марок приведены в табл. 8.4.

Порядок расчета пружинных виброизоляторов заключается в следующем: 1) подбирают число и размер виброизоляторов, исходя из допустимой нагрузки на один виброизолятор (см. табл. 8.4) и принимаемого коэффициента передачи (проверяется отношение $n/60n_z$); 2) определяют передающиеся через виброизолятор на основание динамические силы. Для этого вычисляют амплитуду колебаний A_0 , соответствующую наименьшей частоте вращения:

n , об/мин	650	750	950	1200	1450	1800	2100	2400	2700	3000
A_0 , мкм	250	205	165	130	102	82	72	60	55	50

Динамическую силу находят по формуле

$$z_d = ai,$$

где i — вертикальная жесткость пружины, определяемая для неравночастотных виброизоляторов по табл. 8.4, а для равночастотных — по формуле

$$i = R_B / \delta_1,$$

где δ_1 — осадка пружины под наименьшей нагрузкой (см. табл. 8.4); R_B — фактическая нагрузка на один виброизолятор.

Недостатком резиновых виброизоляторов является их недолговечность: через 5—7 лет их необходимо заменять. Кроме того, с их помощью нельзя получить очень низкие собственные частоты колебаний системы, которые необходимы для тихоходных агрегатов.

Подбирают резиновые амортизаторы следующим образом.

1. Исходя из конструктивных особенностей установки, задаются числом виброизоляторов n .

2. Зная массу агрегата M и задавшись расчетным напряжением в резине σ (для обычной резины $\sigma = 20 \div \div 40$ Н/см², для резины твердых сортов — $\sigma = 50$ Н/см²), находят ширину виброизолятора квадратного сечения

$$B = \sqrt{M/(n\sigma)}.$$

3. Полную высоту резинового амортизатора определяют из соотношения

$$h = B/4.$$

Широкие амортизаторы с малой высотой нежелательны, так как они чрезмерно жестки. Резина, находясь под нагрузкой, сохраняет постоянство объема. Вследствие этого резиновые амортизаторы, имеющие высоту, значительно меньшую, чем ширину, будут не в состоянии сохранять объем постоянным. Именно поэтому подстилаемые под вибрирующие механизмы резиновые ковры практически не приносят никакой пользы.

С целью уменьшения передачи вибрации от нагнетателя по конструкциям здания трубопроводы следует подсоединять к нагнетателю с помощью мягких вставок. Для вентиляторных агрегатов такими вставками служат манжеты из прорезиненной ткани или брезентовые длиной 150—200 мм, устанавливаемые только на прямых участках на фланцах. При монтаже не следует допускать смещения одного фланцевого соединения мягкой вставки по отношению к другому. Вставка на всасывающей стороне выполняется армированной. Резиновые вставки или манжеты насосов могут быть выполнены из армированной резиновой трубы. Их надевают на соответствующие фланцы и прижимают хомутами.

§ 32. Нормирование шума

Шум, создаваемый нагнетателями, определяют как звук, оцениваемый негативно и наносящий вред здоровью. Проявление вредного воздействия шума на организм человека весьма разнообразно. Длительное воздействие интенсивного шума (выше 80 дБ) на слух человека приводит к его частичной или полной потере. В настоящее время в СССР и за рубежом оценка приемлемости производственного шума с уровнем выше 80 дБ чаще всего основывается на выявлении воздействия шума на органы слуха человека. Однако действие шума не ограничивается воздействием только на органы слуха. Через слуховые нервы раздражение шумом передается в нервную систему и через нее воздействует на внутренние органы, приводя к значительным изменениям в функциональном состоянии организма, влияет на психическое состояние человека, вызывая чувство беспокойства и раздражения. Работник, подвергающийся воздействию интенсивного шума, затрачивает в среднем на 10—20% больше физических и нервно-психических усилий, чтобы сохранить выработку, достигнутую им при уровне звука ниже 70 дБ. Установлено повышение на 10—15% общей заболеваемости рабочих шумных производств. Работающие в условиях длительного шумового воздействия испытывают раздражительность, головные боли, головокружение, снижение памяти, повышенную утомляемость, понижение аппетита, боли в ушах и т. д.

В табл. 9.1 указаны рекомендуемые Научно-исследовательским институтом гигиены труда и профессиональных заболеваний АМН СССР предельные уровни звука в зависимости от категорий тяжести и напряженности труда, являющиеся безопасными в отношении сохранения здоровья и работоспособности. Базовым уровнем в таблице является уровень звука 80 дБ как безопасный согласно исследованиям отечественных гигиенистов. Графы со знаком «+» относятся в табл. 9.1 к случаям редко встречающихся сочетаний напряжен-

Таблица 91. Оптимальные уровни звука, дБ, на рабочих местах для труда разных категорий тяжести и напряженности

Категория напряженности труда	Категория тяжести труда			
	легкая	средняя	тяжелая	очень тяжелая
Мало напряженный	80	80	75	75
Умеренно напряженный	70	70	65	65
Напряженный	60	60	+	+
Очень напряженный	50	50	+	+

ного и очень напряженного труда с тяжелым и очень тяжелым, которых не должно быть на практике.

Основная цель нормирования шума на рабочих местах — установление научно обоснованных предельно допустимых величин шума, которые при ежедневном систематическом воздействии в течение всего рабочего дня и в течение многих лет не могут вызвать существенных заболеваний человека и не мешают его нормальной трудовой деятельности.

Воздействие шума на организм зависит от его спектрального состава. Значения предельно допустимых уровней звукового давления регламентируются ГОСТ 12.1.003—83. Предельно допустимые уровни звукового давления нормируются в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000 и 8000 Гц.

Основными источниками шума в системах являются нагнетатели, арматура (дроссель-клапаны, шиберы, задвижки, вентили и т. п.), фасонные элементы и распределительные устройства. Борьба с шумом нагнетателей в настоящее время является одной из актуальных проблем. Жесткие допустимые нормы уровней шума в производственных, гражданских, общественно-бытовых и жилых помещениях (табл. 9.2) требуют не только создания малозумных установок, но и модернизации действующих установок с целью снижения их шума.

Следует подчеркнуть, что допустимые уровни шума на рабочих местах устанавливаются в зависимости от характера труда соответственно назначению производства.

Таблица 9.2. Допустимые уровни шума на рабочих местах

Рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октанных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровни звука, дБ
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Палаты больниц и санаториев, операционные больницы	46	34	26	19	15	12	9	8	20
Жилые комнаты квартир, спальня помещения в детских дошкольных учреждениях и интернатах	50	39	30	24	20	17	15	13	25
Классные помещения аудитории учебных заведений, конференц-залы, читальные залы, зрительные залы театров, клубов, кинотеатров, залы судебных заседаний	58	47	40	34	30	27	25	23	35
Рабочие помещения управлений, конструкторских и проектных организаций и научно-исследовательских институтов	66	56	49	44	40	37	35	33	45
Залы кафе, ресторанов, столовых, фойе театров, кинотеатров	70	61	54	49	45	42	40	38	50
Торговые залы магазинов, спортивные залы, пассажирские залы аэропортов и вокзалов	74	65	58	53	50	47	45	44	55
Помещения управления, рабочие комнаты	79	70	68	63	55	52	50	49	60
Помещения счетно-электронных машин, участки точной сборки, машинописные бюро	83	74	68	63	60	57	55	54	65
Постоянные рабочие места и рабочие зоны производственных помещений и на территории предприятий	99	92	86	83	80	78	76	74	85