

Рис. 11.8. График зависимости коэффициента μ от угла поворота вала φ :

— при $\Pi = 1,5$; --- при $\Pi = 2$; - - - - при $\Pi = 2,5$;
 —|— при $\Pi = 3$; ~ ~ ~ при $\Pi = 3,5$

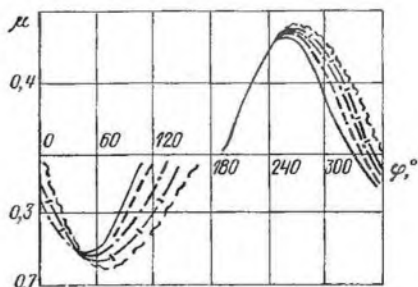
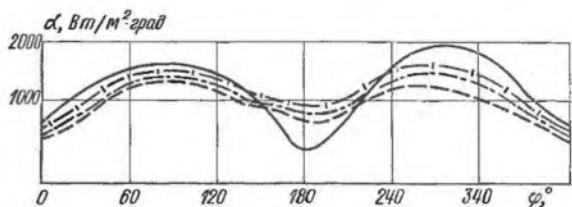


Рис. 11.9. График зависимости коэффициента теплоотдачи в полости дополнительного мертвого пространства от угла поворота вала при различных отношениях давлений:

- - - - при $\Pi = 1,5$;
 - - - - при $\Pi = 2$;
 —|— при $\Pi = 2,5$;
 — — — при $\Pi = 2,8$



Восполним недостающие сведения по этому вопросу. Расход газа в полость дополнительного мертвого пространства определяется по формуле

$$\bar{m}_{11} = \mu_{11} f_{11} \frac{p_{DM}}{T_{DM}} \sqrt{\frac{2kT_H}{(k-1)R} \left[1 - \left(\frac{p_{DM}}{p_H} \right)^{(k-1)/k} \right]};$$

расход газа из присоединенной полости в цилиндр определяется уравнением

$$\bar{m}_{12} = \mu_{12} f_{11} \frac{p_H}{T_H} \sqrt{\frac{2kT_{DM}}{(k-1)R} \left[1 - \left(\frac{p_H}{p_{DM}} \right)^{(k-1)/k} \right]},$$

где μ_{11} и μ_{12} — коэффициенты истечения газа из цилиндра в полость дополнительного мертвого пространства и из него в цилиндр; f_{11} — площадь проходного сечения в клапане, подсоединяющем полость дополнительного мертвого пространства к цилиндру.

Зависимость μ_{11} от φ , полученная в результате расчетно-экспериментального исследования, представлена на рис. 11.8, где μ_{11} изменяется от 0,75 до 0 и линейно зависит от числа Re, определенного по фактической скорости газа в проходном сечении присоединительного клапана.

Коэффициент теплоотдачи α на основании выполненного расчетно-экспериментального исследования зависит от угла поворота φ . Эта зависимость, характерная для высокооборотных компрессоров с повышенными скоростями газа в каналах присоединительных клапанов, в качестве примера представлена на рис. 11.9.

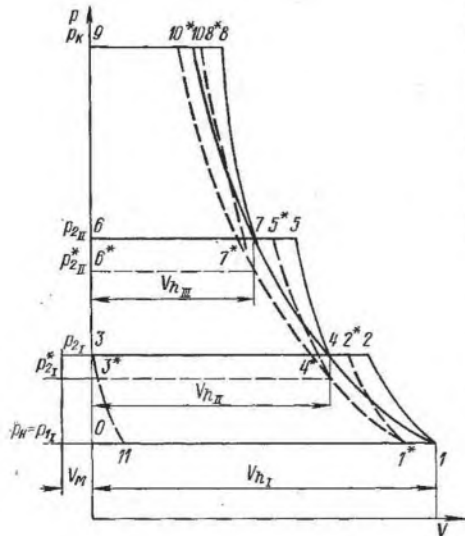
Температура стенок полости всасывания, осредненная по всем поверхностям, изменяется от 60 до 80° в зависимости от σ и $a_{д}$; наибольшее значение в ступени компрессора с одной присоединенной полостью она достигает при $\sigma = 0,2 \div 0,3$.

Расчетные исследования рабочего процесса в ступени с подсоединенной к ней полостью дополнительного мертвого пространства показали следующее.

Рис. 11.10. Совмещенные индикаторные диаграммы теоретического процесса в трехступенчатом компрессоре:

1—10 — изотерма $pV_{H1} = mRT_1$; 1—10* — изотерма $pV_{H2} = m^*RT_1$;

— — — индикаторные диаграммы теоретического процесса в ступенях; - - - — индикаторные диаграммы при присоединении мертвого пространства только к первой ступени компрессора



1. Средняя температура газа в дополнительной полости выше, чем в цилиндре. В результате ухудшаются энергетические показатели ступени. По данным расчетов подогрев газа в присоединенной полости увеличивал на 6 % удельную индикаторную работу ($a_d =$

$= 0,54$, $\Pi = 3,5$) по сравнению с режимом при отсутствии этого подогрева. Специальное охлаждение стенок дополнительной полости водой позволило на экспериментальной установке снизить ее величину на 2,5 %. Последнее показывает полезность организации усиленного охлаждения стенок присоединяемой полости.

2. Площадь сечения подсоединительных каналов влияет на сопротивление движению газа; ее следует увеличивать при росте a_d и частоте вращения вала n .

3. Увеличение относительного объема дополнительного мертвого пространства снижает экономичность регулирования. При росте a_d от 0,07 до 0,54 удельная индикаторная работа увеличилась на 40 %.

Расчеты процессов с помощью математической модели позволяют определить оптимальные значения объема полости дополнительного мертвого пространства, площади сечений подсоединительных клапанов и свести до минимума доводочные работы.

Изменение производительности многоступенчатого компрессора подсоединением дополнительных полостей к рабочим камерам. Рассмотрим теоретический рабочий процесс многоступенчатого компрессора при подсоединении полостей дополнительного мертвого пространства к ступеням (можно подсоединять к отдельным или ко всем ступеням компрессора).

Совмещенная индикаторная диаграмма трехступенчатого компрессора изображена на рис. 11.10. Отрезки диаграммы 0—1; 3—4; 6—7 представляют в масштабе объемы, описываемые поршнями ступеней за ход поршня V_{H1} , V_{H2} и V_{H3} . Ординаты линий

0—1 представляют в масштабе давление p_{II} , 3—4 $p_{2I} = p_{1II}$, 6—7 $p_{2II} = p_{1III}$ и линии 8—9 p_K конечное давление нагнетания.

Линия, соединяющая точки начала сжатия в каждой ступени, является изотермой $pV = mRT_n$. Процессы сжатия в каждой ступени адиабатные.

Подсоединим к рабочей камере с первой ступени мертвое пространство, уменьшающее ее всасывающую способность в σ раз. При теоретическом процессе это равносильно уменьшению объема, описываемого поршнем первой ступени в σ раз, и перемещению точки начала сжатия газа в точку I^* . Так как при теоретическом процессе температуры газа в начале сжатия во всех ступенях равны, то они должны лежать на изотерме.

$$pV = \sigma mRT_n.$$

Проведем через точки диаграммы 4 и 7 линии, параллельные оси ординат до пересечения с новой изотермой, которые обозначим 4^* и 7^* . Абсциссы этих точек будут $V_{h_{II}}$ и $V_{h_{III}}$ соответственно. Ордината точки 4^* равна давлению $p_{2I} = p_{1II}$, а точки 7^* — $p_{2II} = p_{1III}$.

До подсоединения полости мертвого пространства в цилиндрах в начале сжатия содержится масса газа m , а после присоединения вследствие уменьшения всасываемого объема — σm . Для изотермных процессов справедливы уравнения

$$p_{2I}/p_{1I} = V_{h_I}/V_{h_{II}} = \Pi_I; \quad (11.38)$$

$$p_{2I}^*/p_{1I}^* = V_{h_I}\sigma/V_{h_{II}} = \Pi_I^*. \quad (11.39)$$

Из уравнений (11.38), (11.39) находим

$$\Pi_I^* = \Pi_I\sigma, \quad (11.40)$$

т. е. в многоступенчатом компрессоре при подсоединении мертвого пространства к цилиндру первой ступени, уменьшающего ее всасывающую способность в σ раз, отношение давлений в ней снизится тоже в σ раз.

Рассмотрим изменение Π во второй ступени от присоединения мертвого пространства к первой ступени. Для точек 4 и 7 диаграммы, лежащих на одной изотерме, справедливо

$$p_{2II}/p_{1II} = \Pi_{II} = V_{h_{II}}/V_{h_{III}}; \quad (11.41)$$

для точек 4^* и 7^* , лежащих на другой изотерме,

$$p_{2II}^*/p_{1II}^* = \Pi_{II}^* = V_{h_{II}}/V_{h_{III}}. \quad (11.42)$$

Из уравнений (11.41) и (11.42) следует

$$\Pi_{II}^* = \Pi_{II}\sigma. \quad (11.43)$$

г. е. при подсоединении мертвого пространства к первой ступени отношения давлений в промежуточных ступенях многоступенчатого компрессора остаются неизменными.

Общее отношение давлений в компрессоре при любом режиме работы остается неизменным, равным Π_0 . При теоретическом процессе справедливо

$$\Pi_0 = \Pi_I \Pi_{II} \Pi_{III}. \quad (11.44)$$

Используя уравнения (11.40), (11.43), (11.44), получим

$$\Pi_{III} = \Pi_{III}/\sigma,$$

г. е. при подсоединении мертвого пространства к первой ступени отношение давлений в выходной ступени многоступенчатого компрессора возрастет в $1/\sigma$ раз. Выходная ступень будет иметь наиболее напряженный режим работы. Если подсоединить дополнительное мертвое пространство только к промежуточной ступени, что уменьшит ее всасывающую способность в σ раз, и произвести приведенный выше расчет, то получим следующее: 1) отношение давлений в ступени, предшествующей ступени с подсоединенной дополнительной полостью, увеличится в $1/\sigma$ раз; 2) отношение давлений в ступени с подсоединенной полостью снизится в σ раз; 3) на остальные ступени никакого влияния не оказывается. Если подсоединить дополнительное мертвое пространство ко всем ступеням компрессора, снижающее их всасывающую способность в σ раз, то отношение давлений по ступеням не изменится.

В реальном процессе происходит увеличение индикаторной работы от сопротивлений подсоединительных клапанов. Чтобы уменьшить сопротивления, подсоединяют полости дополнительного мертвого пространства к первой ступени, снижающие ее всасывающую способность в σ раз, и к последней ступени, всасывающая способность которой уменьшается в $\sqrt{\sigma}$ раз. В результате отношение давлений в первой ступени снижается в σ раз, а в двух последних повышается в $1/\sqrt{\sigma}$ раз. При таком подсоединении дополнительных полостей допускается больший диапазон изменения производительности и снижается суммарная индикаторная мощность, так как в этом случае только в клапанах двух подсоединенных полостей затрачивается работа на преодоление газодинамического сопротивления.

Определение величины объема дополнительных полостей V_d , присоединяемых к ступеням многоступенчатого компрессора, является более сложной задачей, чем в одноступенчатой установке, даже если допустить одинаковые параметры газа в цилиндре и полости дополнительного мертвого пространства в течение всего цикла компрессора.

Присоединение дополнительного мертвого пространства к первой ступени при теоретическом процессе, вызывающем снижение всасывающей способности ступени в σ раз, одновременно снижает

в ней отношение давлений в столько же раз. Если в действительном процессе (при условии равенства параметров в полостях) присоединить дополнительное пространство такой же величины, то производительность уменьшается в меньшей степени, чем снижается отношение давлений в ступени.

Связь между производительностью ступени на режиме регулирования \bar{m}^* и номинальном режиме \bar{m} должна удовлетворять уравнению

$$\bar{m}^* = \sigma \bar{m}, \quad (11.45)$$

где σ — действительно требуемое изменение производительности.

Уравнение (11.45) можно записать более подробно

$$\sigma = \frac{\rho_n^* V_n^* \lambda_o^* \lambda_d^* \lambda_T^*}{\rho_n V_n \lambda_o \lambda_d \lambda_T}.$$

При снижении отношения давлений в ступени изменятся главным образом коэффициенты λ_o и λ_T . Поэтому уравнение (11.45) можно записать в виде $\sigma = \lambda_o^* \lambda_T^* / \lambda_o \lambda_T$; отсюда $\lambda_o^* = \lambda_o \lambda_T \sigma / \lambda_T^*$, а a_d определится из уравнения

$$a_d = \frac{1 - a(\Pi^{*1/n} - 1) - \sigma \lambda_T \lambda_o / \lambda_T^*}{\Pi^{*1/n} - 1}. \quad (11.46)$$

Обозначим

$$1 - a(\Pi^{*1/n} - 1) = \lambda_o^{**}, \quad (11.47)$$

где λ_o^{**} — объемный коэффициент от основного мертвого пространства, но с отношением давлений, соответствующим режиму регулирования.

Тогда, используя уравнения (11.42), (11.47), для первой ступени получим

$$a_d = \frac{\lambda_o^{**} - \sigma \lambda_T \lambda_o / \lambda_T^*}{\Pi^{*1/n} - 1}.$$

Однако даже в этом простейшем случае определить a_d практически невозможно, так как неизвестной величиной является и отношение давлений на режиме регулирования.

Для остальных ступеней уравнение для a_d будет сложнее

$$a_d = \frac{\lambda_o^{**} - \sigma \rho_n \lambda_T \lambda_o / \rho_n^{**} \lambda_T^*}{\Pi^{*1/n} - 1}.$$

Плотность перед всасывающим патрубком ступени с номером i на режиме регулирования ρ_{ni}^* отличается от ее значений при номинальном режиме из-за возможных изменений отношений давлений в предыдущих ступенях. Задачу можно решить графически методом последовательного приближения, задаваясь a_d . Однако предварительно нужно найти промежуточные давления в соответствии с методикой, изложенной в п. 3.8. Можно рассчитывать распределение давлений по ступеням, используя ЭВМ, и

корректировать Π^* , добиваясь заданного σ при наиболее выгодном отношении давлений по ступеням. Если газ не является идеальным, то уравнение для определения $a_{дт}$ необходимо корректировать учетом реальности газа

$$a_{дт} = \frac{\lambda_0^{**} - \sigma \lambda_{0г} \rho_H \lambda_T / \rho_H \lambda_T}{\xi_1 \Pi^{1/n} / \xi_2 - 1},$$

где ξ_1 , ξ_2 — коэффициенты сжимаемости газа при температуре и давлении в начале и конце процесса расширения.

Процессы регулирования в многоступенчатом компрессоре путем присоединения дополнительных полостей мертвого пространства необходимо рассчитывать с помощью упрощенных математических моделей (без учета колебаний газа в межступенчатых коммуникациях), изложенных в гл. 3. Если пользоваться приближенными уравнениями, то необходимо иметь в виду, что они дают несколько завышенные значения дополнительного мертвого пространства.

Изменение производительности компрессора отжимом пластин самодействующих клапанов. Если каким-либо способом не дать закрыться пластинам всасывающих клапанов, то при изменении направления движения поршня газ из цилиндра ступени будет перетекать в полость всасывания. Следующее изменение направления движения поршня приведет к новому заполнению цилиндра газом из полости всасывания. В течение всего процесса нагнетательные клапаны ступени будут закрыты, производительность ступени $\dot{m} = 0$, а колебания давления в цилиндре будут происходить относительно среднего давления p_1 . Если подобным же путем не дать закрыться пластинам нагнетательных клапанов ступени, то в процессе всасывания цилиндр будет заполняться газом из полости нагнетания. С изменением направления движения поршня вошедший в цилиндр газ вновь будет вытолкнут в полость нагнетания, а давление газа в цилиндре будет колебаться около среднего давления в полости нагнетания. Всасывающие клапаны за время полного оборота вала в этом случае закрыты и производительность ступени равна нулю.

При регулировании давления газа в сети переводом компрессора на холостой ход различают две производительности: номинальную $\dot{m}_н$, когда клапаны работают нормально, и нулевую, когда пластины всасывающих или нагнетательных клапанов отжаты. Точность поддержания давления в сети определяется допустимой полосой изменения давления для выполнения технологического процесса, обслуживаемого компрессором.

Напишем упрощенное уравнение движения пластины клапана при наличии отжимного устройства

$$m \frac{d^2h}{dt^2} = P_r - T,$$

где m — масса подвижных частей клапана и отжимного устройства; P_r — сила давления газового потока на пластину клапана при ее обтекании; T — сила, препятствующая закрытию клапана; h — высота подъема пластины.

Если $P_r < T$, то пластина неподвижна и прижата к ограничителю подъема (проход для движения газа из цилиндра в полость и обратно открыт).

Сила давления газа на пластину при ее обтекании определяется уравнением

$$P_r = \rho \zeta c_{\text{ш}}^2 f_c / 2, \quad (11.48)$$

где ρ — плотность газа перед щелью клапана; ζ — коэффициент местных сопротивлений щели; $c_{\text{ш}}$ — скорость газа в щели клапана; f_c — площадь поперечного сечения каналов в седле клапана, перекрываемого пластиной.

Скорость газа в щели клапана $c_{\text{ш}}$ приближенно определим из уравнения неразрывности для несжимаемой жидкости

$$c_{\text{ш}} = F c_{\text{п}} / f_{\text{ш}}, \quad (11.49)$$

где F и $c_{\text{п}}$ — площадь поршня и его скорость; $f_{\text{ш}}$ — площадь сечения щели клапана.

При допущении бесконечно большой длины шатуна и постоянства угловой скорости вала $c_{\text{п}}$ определяется на основании уравнения

$$c_{\text{п}} = r \omega \sin \varphi / f_{\text{ш}}, \quad (11.50)$$

где r — радиус кривошипа; φ — угол поворота кривошипа, отсчитываемый от мертвой точки.

Из уравнений (11.48)—(11.50) получим $P_r = k \sin^2 \varphi$.

Диаграммы изменения давления в цилиндре в функции от его объема при отжиме в течение полного оборота вала всасывающей (нижняя кривая 1) или нагнетательной (кривая 2) пластины клапана изображены на рис. 11.11. Наибольшая за процесс амплитуда отклонения давления от среднего соответствует $\varphi = \pi/2$ и $\varphi = 3\pi/2$. Площадь, ограниченная линией изменения давления за цикл, выражает в масштабе работу, затрачиваемую двигателем на всасывание газа в цилиндре и его обратное вытеснение.

Так как при отжиме нагнетательных клапанов плотность перетекающего газа больше, то площадь диаграммы для нагнетательных клапанов больше, чем при отжиме всасывающих, и в результате затрачивается большая индикаторная работа. Это является причиной использования отжима только всасывающих клапанов для перевода компрессора на холостой ход. В этом случае двигатель затрачивает работу только на перемещение газа и преодоление механических сопротивлений в механизме движения компрессора. Если индикаторная работа при переводе на холостой ход составляет примерно 15 % от номинальной, а механический КПД установки в небольших компрессорах — около 80 % (с учетом снижения КПД электродвигателя при малых нагрузках), то переведенный

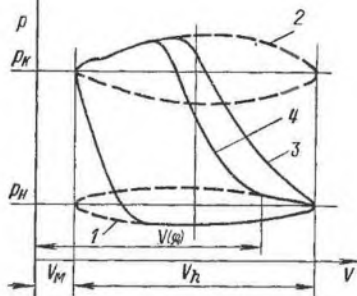


Рис. 11.11. Индикаторные диаграммы ступени при регулировании отжимов клапанов:

1 — при отжиме пластин всасывающих клапанов на всем ходу поршня; 2 — при отжиме нагнетательных клапанов на всем ходу поршня; 3 — при отсутствии отжима клапанов; 4 — при отжиме всасывающих клапанов на части хода

на холостой ход компрессор потребляет около 40 % электроэнергии номинального режима работы.

Это является одним из недостатков регулирования способом отжима пластин клапанов, так как при нулевой полезной работе потребляется примерно половина установленной мощности. Вторым недостатком способа является износ клапанов и более частые поломки их пластин. Конструктивное выполнение отжимного устройства при ручном или автоматическом регулировании производительности достаточно простое. Если клапаны отжаты полностью, то производительность изменяется ступенчато. Способ изменения производительности ступени можно улучшить, если изменять усилие отжимного устройства от $T = 0$ до $T > P_r$. Если $T = 0$, то отжима пластин не происходит и ступень работает с номинальной производительностью. При $T > P_r$ в течение всего цикла пластины клапана будут полностью отжаты и производительность компрессора будет равна нулю. Если $0 < T < P_r$, осуществляется отжим пластин клапанов на части хода поршня. Рассмотрим последний случай.

Пусть в конце процесса всасывания ($\varphi = \pi$) газовая сила, действующая на пластину клапана, равна нулю, а сила $T > 0$. При этом всасывающий клапан остается открытым и при движении поршня газ из цилиндра выталкивается обратно в полость всасывания. В диапазоне $\pi < \varphi < \frac{3}{2}\pi$ в соответствии с уравнениями (11.48) — (11.50) газовая сила возрастает, достигая максимальной величины P_{\max} при $\varphi = \frac{3}{2}\pi$. Если $T < P_{\max}$, то при каком-то угле поворота кривошипа φ_1 окажется справедливым соотношение $T = P_r(\varphi)$ и пластина начнет двигаться к седлу клапана.

При дальнейшем повороте коленчатого вала газовая сила прогрессивно нарастает. Этому способствует, с одной стороны, увеличение скорости движения поршня, а с другой, — уменьшение проходного сечения в щели при приближении пластины к седлу. Вместе с тем возрастает и противодействующая сила в результате сжатия упругого элемента отжимного устройства.

В результате взаимодействия указанных сил пластина клапана садится на седло с запаздыванием на угол φ_2 относительно нижней мертвой точки.

Если закрытие клапана происходит на участке $\pi < \varphi < \frac{3}{2}\pi$,

то пластина может садиться на седло со скоростями большими, чем на номинальном режиме работы компрессора. При закрытии клапана на участке $\varphi > \frac{3}{2}\pi$ скорости посадки уменьшаются. Последнее обусловлено тем, что на этом участке газовая сила уменьшается за счет снижения мгновенной скорости поршня. При рациональном выборе параметров отжимного устройства скорости посадки пластин на седло могут быть сохранены, а в ряде случаев и понижены по сравнению с номинальным режимом работы компрессора.

После того как пластина села на седло, цилиндр становится замкнутой камерой и процессы в нем будут такими же, как в ступени без отжима пластин. При плавном изменении T плавно изменяются угол закрытия всасывающего клапана и производительность ступени.

В процессе расширения газа всасывающий клапан откроется при давлении в цилиндре большем, чем в полости всасывания p_n , из-за влияния отжимного усилия T . Вследствие этого газ, расширяющийся из мертвого пространства, не полностью передаст двигателю энергию, затраченную на его сжатие. Индикаторная диаграмма будет иметь вид, изображенный на рис. 11.11 (кривая 4).

Анализируя процесс изменения производительности при отжиме клапанов на части хода можно прийти к выводу, что теоретическим пределом снижения производительности является $\sigma \approx 0,5$, ниже которой производительность скачком должна уменьшаться до нуля, а работа ступени соответствовать режиму холостого хода. Однако экспериментальные исследования, проведенные в Ленинхиммаше и лаборатории кафедры «Компрессоростроение» ЛПИ показали, что на высокооборотных компрессорах производительность можно плавно снизить до $\sigma = 0,2$ и даже немного ниже. При теоретическом анализе не было учтено время движения пластины от ограничителя подъема до седла клапана, в течение которого газ продолжал выходить из цилиндра, а оно зависит от высоты подъема пластины h и ее массы, σ , частоты вращения вала и других параметров. При более низких значениях σ наступал неустойчивый режим работы ступени.

Отношение удельной индикаторной работы при отжиме пластин клапана l^* к ее величине при номинальном режиме работы l_n будет больше единицы и зависит от степени снижения производительности σ и относительной величины мертвого пространства. Удельная работа силы трения $l_{тр}^*$ на режиме регулирования возрастает в сравнении с номинальным режимом и равна $l_{тр}^* = l_{тр}^*/\sigma$. Суммарная удельная работа l также возрастет по сравнению с номинальным режимом. Отношение $l_{тр}^*/l_n$ изменяется от 1,03 до 1,06 (большие значения $l_{тр}^*/l_n$ будут при меньших σ).

Регулирование пластин всасывающих клапанов многоступенчатых компрессоров требует воздействия на клапаны всех ступеней. В противном случае произойдет значительное перераспределение отношений давлений по ступеням. Если в двухступенчатом компрессоре осуществить полный отжим пластин всасывающих клапанов I ступени, то производительность компрессора не упадет до нуля. Первая ступень действительно не будет сжимать газ, однако вторая ступень будет подавать газ потребителю и снизит давление в межступенчатой коммуникации между первой и второй ступенью ниже давления всасывания в первую ступень $p_{н1}$. Вследствие этого газ автоматически откроет нагнетательные клапаны первой ступени и транзитом через нее и меж-

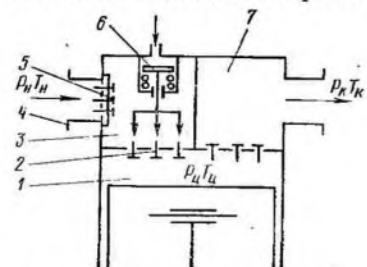


Рис. 11.12. Схема регулирования конечного давления p_k присоединением мертвого пространства на части хода: 1 — цилиндр ступени; 2 — клапанная плита ступени; 3 — полость дополнительного проточного мертвого пространства; 4 — всасывающий патрубок ступени; 5 — клапанная плита с клапанами, разделяющими полость дополнительного мертвого пространства от емкости низкого давления; 6 — пневматический сервомотор; 7 — камеры нагнетания

ступенчатую коммуникацию будет всасываться во вторую ступень. Отношение давлений во второй ступени будет выше, чем Π_0 компрессора на номинальном режиме. Последнее может вызвать опасные температуры нагнетаемого газа. При плавном изменении производительности первой ступени отжимом клапанов на части хода поршня и работе второй ступени при нормальной деятельности ее клапанов происходит перераспределение отношений давлений. Отношение давлений в первой ступени снизится $\Pi_1^* = \sigma \Pi_1$, а во второй ступени возрастет $\Pi_2^* = \Pi_1 \sigma$. При подобном способе изменения производительности необходимо ограничивать σ из-за возможности возникновения опасных режимов работы во второй ступени. Отношения давлений во всех промежуточных ступенях при воздействии на клапаны первой ступени и уменьшении ее всасывающей способности в σ раз в многоступенчатом компрессоре при теоретическом процессе останутся постоянными, но, как и в двухступенчатом компрессоре, отношение давлений в первой ступени понизится, а в последней ступени повысится. Для сохранения постоянства отношения давлений в ступенях необходимо воздействовать на всасывающие клапаны всех ступеней, уменьшая всасывающую способность каждой ступени пропорционально σ .

Подсоединение дополнительного мертвого пространства на части хода поршня. Схема конструкции ступени компрессора с изменением производительности путем подключения дополнительного мертвого пространства на части хода поршня представлена на рис. 11.12. Патрубок линии всасывания 4 отделен от полости вса-

ссывания ступени 3 клапанной плитой 5. Газ из полости всасывания может попасть в цилиндр 1, только пройдя клапанную плиту 2, обычную для ступеней с тронковым поршнем. Из цилиндра газ через клапаны линии нагнетания в клапанной плите 2 вытесняется в полость нагнетания 7 и затем в нагнетательный трубопровод.

Пластины всасывающих клапанов в плите 2 могут быть отжаты приспособлением 6 и при движении поршня к внешней мертвой точке газ из цилиндра будет вытесняться в полость всасывания 3. Давление газа в ней начнет повышаться и клапаны в плите 5 закроются. Полость всасывания окажется замкнутой камерой. Так как скорость поршня переменна, то и давление газа на пластины клапанов в плите 2 будет увеличиваться примерно до середины хода поршня. Если за это время силы давления газа на пластины отжатых всасывающих клапанов окажутся больше отжимающих сил, то пластины начнут двигаться по направлению к седлу. В результате этого площадь прохода газа в щели клапана уменьшится, сила давления газа на пластину увеличится и они ускоренно сядут на седло; полость цилиндра отсоединится от полости всасывания 3. С этого момента полость цилиндра окажется замкнутой и газ, оставшийся в цилиндре, будет интенсивно сжиматься. При давлении в цилиндре, превышающем давление в полости нагнетания, откроются нагнетательные клапаны в плите 2 и газ вытеснится в полость нагнетания и затем в трубопровод. При обратном движении поршня газ, оставшийся в основном мертвом пространстве, расширяется и давление его снижается. При достижении давления в цилиндре величины, равной сумме давлений в полости всасывания и давления, создаваемого отжимным устройством, пластины всасывающих клапанов в плите 2 откроются и газ из полости 3 начнет заполнять цилиндр. Давление в полости всасывания снизится, и, когда станет меньше давления во всасывающем трубопроводе 4, откроются клапаны в плите 5. Свежий газ из всасывающего трубопровода начнет поступать в полость всасывания, а затем заполнять цилиндр.

Варьируя усилием отжимного приспособления 6, можно изменять моменты открытия и закрытия клапанов в плите 2 и тем самым изменять производительность ступени.

Расчетные и экспериментальные исследования показали, что подобная система позволяет плавно изменять производительность компрессора в широких пределах и более точно осуществлять постоянство давления в сети.

Сопоставление способов изменения производительности поршневого компрессора. Рассмотрение различных способов изменения производительности позволяет установить, что нет ни одного способа без отрицательных сторон, и применять каждый способ следует с учетом режимов работы компрессора и условий его эксплуатации.

Способ байпасирования газа с нагнетания на всасывание не требует особых изменений в [конструкции компрессора, прост в

изготовлении и эксплуатации, позволяет плавно изменять производительность в широких пределах, но увеличивает затраты удельной работы в соответствии с уравнением $l_n^* = l_n/\sigma$. Использовать байпасирование следует главным образом для снижения момента сопротивления компрессора на пуске.

Дроссельный перепуск газа после первой ступени в линию всасывания компрессора уменьшает затраты удельной работы по сравнению с байпасированием, прост в изготовлении и эксплуатации, но из-за повышения отношений давлений в последней ступени компрессора и возможности возникновения опасных температур газа ограничен по допустимым значениям σ . Увеличение удельной работы сжатия и перемещения газа по сравнению с номинальной зависит от числа ступеней в компрессоре и режима его работы. Чем больше ступеней, тем меньше возрастает удельная работа по отношению к номинальной. Дроссельный перепуск следует рекомендовать как один из видов разгрузки компрессора при пуске. Как способ изменения производительности он уступает многим другим по затрате удельной работы на сжатие газа и поэтому невыгоден.

Способ изменения производительности путем варьирования частотой вращения вала компрессора обладает рядом преимуществ: 1) со снижением частоты вращения уменьшаются потери давления при движении газа в клапанах, межступенчатых коммуникациях компрессора и индикаторная работа в ступенях, вследствие чего несколько увеличивается КПД компрессора; 2) затраты мощности на преодоление трений в механизме движения примерно пропорциональны частоте вращения; 3) нет усложнений конструкции компрессора, так как все устройства для изменения частоты вращения вала находятся в двигателе. Однако при снижении частоты вращения КПД двигателя падает скорее, чем он растет у компрессора. Например, в ДВС при $\sigma = 0,6$ затраты топлива для сжатия единицы массы газа увеличились на 20 %.

Способ изменения производительности путем остановки двигателя по затратам удельной работы недостаточно экономичен вследствие необходимости разгрузки компрессора при пуске. Выпуск сжатого газа в линию всасывания первой ступени из цилиндров и межступенчатых коммуникаций значительно увеличивает удельную работу при этом методе регулирования, особенно с ростом включений в единицу времени. Кроме того, компрессоры с таким способом изменения производительности быстрее изнашиваются.

Метод остановок рационален для компрессоров с малой мощностью привода и при допущении колебания давлений в сети в большом интервале.

Изменение производительности компрессора временным переводом его работы на холостой ход отжимом пластин клапанов линии всасывания или перепуском газа из цилиндра в полость всасывания с помощью специальных клапанов может быть использовано в системах с ограниченным диапазоном изменения давления.

Однако перевод компрессора на холостой ход не исключает потребление энергии двигателем при нулевой производительности компрессора. Удельная работа l^* увеличится в соответствии с уравнением

$$l^* = l(1 + \alpha t_{\text{ост}}/t_{\text{вкл}}),$$

где α — потребление энергии на холостом ходу по отношению к номинальному режиму работы (изменяется от 0,2 до 0,35); $t_{\text{ост}}$, $t_{\text{вкл}}$ — время остановки компрессора и его включения в работу соответственно.

Необходимо отметить, что при переводе компрессора на холостой ход снижаются нагрузка на двигатель, его КПД, коэффициент мощности и несколько уменьшается срок службы пластин клапанов. Способы уменьшения производительности переводом компрессора на холостой ход, конечно, усложняют конструкцию компрессора, так как требуют создания специальных перепускных клапанов или отжимных устройств пластин и их приводов.

Устройство уменьшения производительности компрессора дросселированием давления всасываемого газа допускает плавное изменение производительности, просто в изготовлении и увеличивает удельные затраты работы. Степень уменьшения производительности ограничивается повышением отношения давлений в последней ступени компрессора. Применять такой способ следует только при небольших отклонениях σ от единицы.

Регулирование давления в сети путем присоединения полостей дополнительных мертвых пространств нашло широкое применение в компрессоростроении, особенно в машинах средней и большой производительности, так как не очень сильно усложняет конструкцию машины, более экономично, чем при других способах, и достаточно точно поддерживает давление. Устройство дополнительных полостей переменного объема более сложно и не приводит к ощутимым преимуществам. Комплексное объединение присоединения дополнительного мертвого пространства и отжима клапанов дает возможность более точно поддерживать давление при равных затратах удельной работы, с присоединением полостей дополнительного мертвого пространства. В эксплуатации и изготовлении использование комплексного метода более сложно. По этим причинам наиболее часто в СССР и за рубежом изготавливаются компрессоры с присоединением полостей дополнительного мертвого пространства постоянного объема к первой и последней ступеням многоступенчатых компрессоров.

КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ И УСТАНОВОК

12.1. КОМПРЕССОРЫ И УСТАНОВКИ МАЛОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

К компрессорам малой производительности условно относят компрессоры, производительность которых менее $0,1 \text{ м}^3/\text{с}$. Характерными особенностями большинства компрессоров малой производительности являются повышенная частота вращения коленчатого вала, установка его на подшипниках качения и единая система смазки механизма движения и цилиндро-поршневых групп.

Применяемые при этом компрессорные масла отличаются повышенной вязкостью, что в условиях сравнительно низких температур в зонах трения приводит к увеличению затрат мощности на механическое трение. Для снижения механических потерь в ряде конструкций умышленно идут на повышение температуры стенок цилиндров. Этого добиваются уменьшением степени шероховатости цилиндров и организацией свободного (взамен вынужденного) конвективного теплообмена на стенках цилиндров (при воздушном охлаждении) или же путем уменьшения расхода воды и повышения ее начальной температуры при проходе через охлаждающие рубашки цилиндров (при водяном охлаждении). В целом же для машин данного класса характерно расширение числа типов конструкций с воздушным охлаждением.

При конечных давлениях $p_k \leq 2,0 \text{ МПа}$ и отношениях давлений по ступеням $\Pi = 3 \div 5$ наибольшее применение находят бескрейцкопфные компрессоры с тронковыми поршнями. При двухступенчатом сжатии по мере уменьшения производительности компрессора, увеличения конечного давления и отношения давлений в ступенях размеры цилиндров могут быть так малы, что невозможно разместить головки шатуна и поршневого пальца в пределах диаметра ступени или механизм движения вследствие упора стержня шатуна во внутреннюю поверхность цилиндра при повороте вала на 360° заклинивает. В этом случае идут по пути применения дифференциальных поршней, нижняя часть которых выполняет лишь функции крейцкопфа.

В силу указанных причин при создании компрессоров малой производительности с различным конечным давлением применяют большое число индивидуальных баз, а их унификация ограничивается рамками завода-изготовителя.

Компрессоры малой производительности используются в качестве стационарных установок на транспортных, судовых, авиационных и других средствах, а также для оснащения передвижных компрессорных станций (ПКС). Они имеют большие перспек-

тивы при создании навесных агрегатов, устанавливаемых на тракторах или автомобилях с отбором мощности от основного или специального двигателя. В практике компрессоростроения такие установки обеспечивают производительность до $0,13 \text{ м}^3/\text{с}$ при конеч-

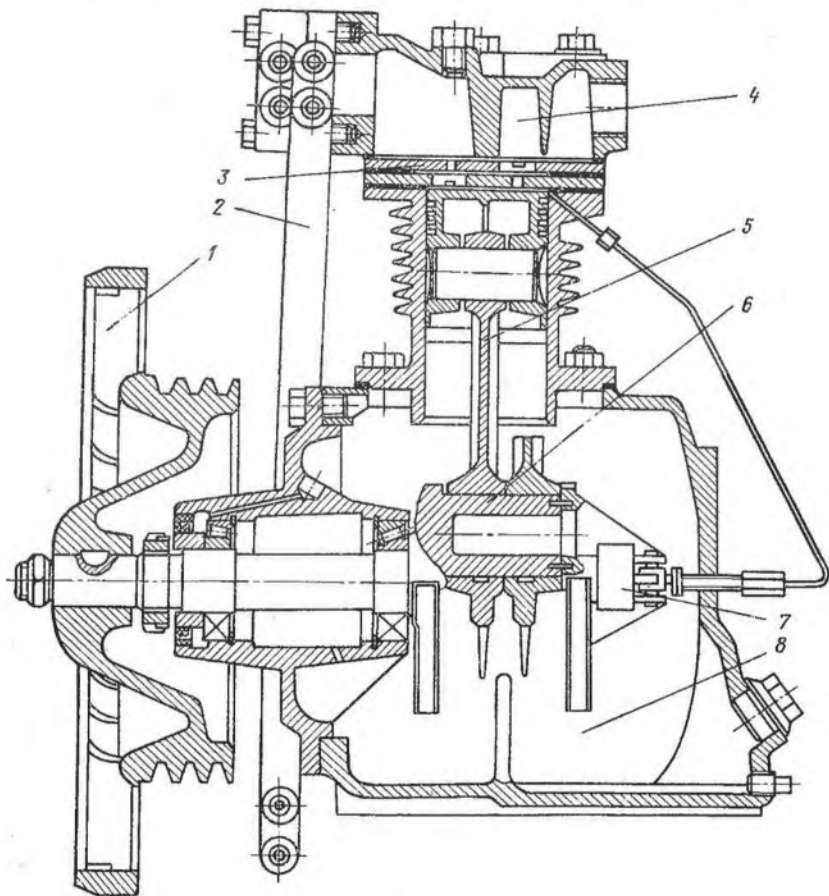


Рис. 12.1. Продольный разрез У-образного компрессора с консольным коленчатым валом:

1 — узел (шкив—маховик—вентилатор); 2 — холодильник; 3 — клапан комбинированный; 4 — цилиндр; 5 — шатун; 6 — вал коленчатый; 7 — регулятор; 8 — картер

ном давлении $0,7—1,0 \text{ МПа}$ с плавным изменением производительности от 100 до 50 %.

Для компрессоров малой производительности согласно ГОСТ 23680—79* предусмотрены условные обозначения, которые характеризуют параметры компрессора, тип базы и род сжимаемого газа. Например, 2ВУ1-2,5/13М2 расшифровывается следующим образом: компрессор двухрядный (2), воздушный (В),

выполнен на У-образной базе с номинальной поршневой силой 1 т; производительность компрессора 2,5 м³/мин, конечное давление 13 бар; компрессор модернизирован второй раз (М2). При сжатии газов вместо буквы В ставится Г (газовый). Для дожимных компрессоров в знаменателе дроби указываются через черточку начальное и конечное давление газа. Конструкция компрессора, наиболее широко применяемого в производствах с малым расходом воздуха (менее 0,03 м³/с), при конечном давлении до 1,8 МПа приведена на рис. 12.1.

Компрессор может поставляться отдельно, в виде установки на отдельной раме или совместно с концевым газосборником. Для уменьшения габаритных размеров установки вал двигателя и коленчатый вал компрессора располагают параллельно и предусматривают ременную передачу.

Отличительной особенностью компрессора является закрытый картер 8 с односторонней съемной крышкой, в которой на двух разнесенных роликовых конических подшипниках смонтированы вал с консольным кривошипом 6 и присоединенными к нему шатунами 5, имеющими неразъемные нижние головки с устройствами для разбрызгивания масла. С правой стороны к кривошипу крепится съемный противовес, выполненный совместно с автоматическим регулятором начального давления 7, обеспечивающим разгрузку компрессора в период пуска. На левом конце вала монтируется устройство 1, выполняющее одновременно функции шкива, маховика и вентилятора. Для сокращения затрат мощности и обеспечения заданного расхода воздуха вентилятор имеет профилированные лопатки. Основной поток воздуха направлен на промежуточный холодильник 2, выполненный в виде кольца из оребренных металлических труб, и частично на цилиндры и крышки. Расточки под цилиндры I-й и II-й ступеней имеют одинаковый диаметр, что позволяет при небольших конечных давлениях повысить производительность компрессора при работе в режиме одноступенчатого сжатия путем замены цилиндра II-й ступени на цилиндр I-й ступени. Цилиндры выполнены из чугуна с круговым оребрением в зоне камеры сжатия и крепятся к картеру шпильками через нижний фланец. На верхнем фланце цилиндров устанавливается комбинированный клапан 3, который вместе с крышками крепится к цилиндру шпильками. Для обеспечения надежности работы поршневой палец имеет увеличенный диаметр и смазывается маслом, снимаемым с цилиндров масло-съемными кольцами. Очистка газа на входе в компрессор осуществляется с помощью шумопоглощающего комбинированного фильтра, представляющего собой совокупность циклона и сухого фильтрующего элемента, пропитанного силиконом. Компрессоры снабжены системами автоматического управления работой в зависимости от их назначения.

В настоящее время изготовление вновь создаваемых поршневых компрессоров малой производительности предусматривается

Показатели	Тип компрессора			
	2ВУ0,25-0,6/13	2ВУ0,5-1,5/13	2ВУ1-2,5/13	4ВУ1-5/13
Производительность, м ³ /мин	0,6	1,5	2,5	5,0
Конечное давление, МПа	1,3	1,3	1,3	1,3
Ход поршня, мм	55	65	75	75
Диаметр цилиндров, мм:				
I-й ступени	115	160	200	200 *
II-й ступени	60	80	110	110 *
Длина шатуна, мм	160	180	215	215
Частота вращения, с ⁻¹	25	25	25	25
Мощность на валу компрессора, кВт	4,6	11,3	18,5	37,0
Габаритные размеры компрессорной установки, мм:				
длина	1290	960	1280	1930
ширина	490	900	1010	1010
высота	670	800	950	950
Масса установки, кг	207	460	660	905
Удельная мощность на валу компрессора, кВт·м ⁻³ ·мин	7,6	7,5	7,4	7,4
Удельная металлоемкость компрессора, кг·м ⁻³ ·мин	127	120	108	95,5
Удельная металлоемкость компрессорной установки, кг·м ⁻³ ·мин	345	305	265	181
Охлаждение промежуточного холодильника и цилиндров		Воздушное		

* Два цилиндра.

только на унифицированных У- и Ш-образных базах с номинальным поршневым усилием от 2,5 до 16 кН. Технические характеристики типовых компрессоров общего назначения приведены в табл. 12.1.

Наиболее освоенным в производстве является компрессор 2ВУ1-2,5/13 (рис. 12.2). Он служит для выработки силового воздуха с конечным давлением до 1,3 МПа. Все механизмы и сборочные единицы компрессора смонтированы на литом чугунном картере 2, в торцевых расточках которого на двух сферических роликовых подшипниках уложен литой коленчатый вал 5 из высокопрочного чугуна. На кривошипе вала расположены два штампованных шатуна 17 двутаврового сечения со съемной нижней головкой и тонкостенными биметаллическими вкладышами. Шатуны соединяются с поршнями 9 и 15 цилиндрическими пальцами плавающего типа.

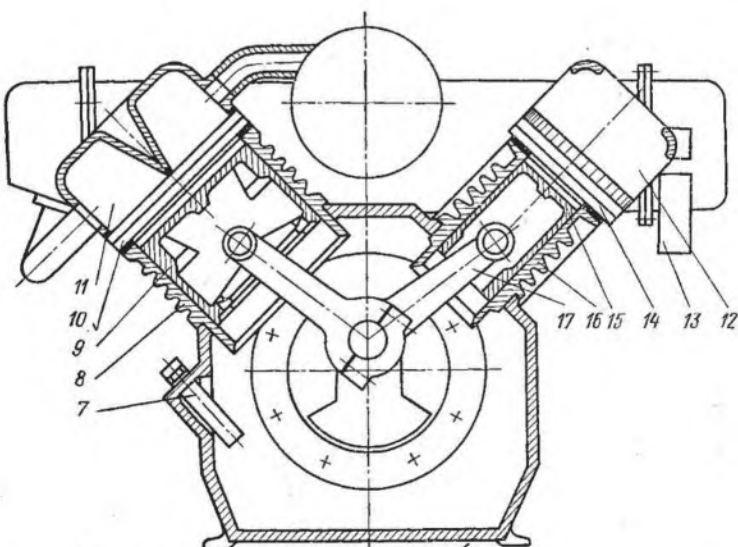
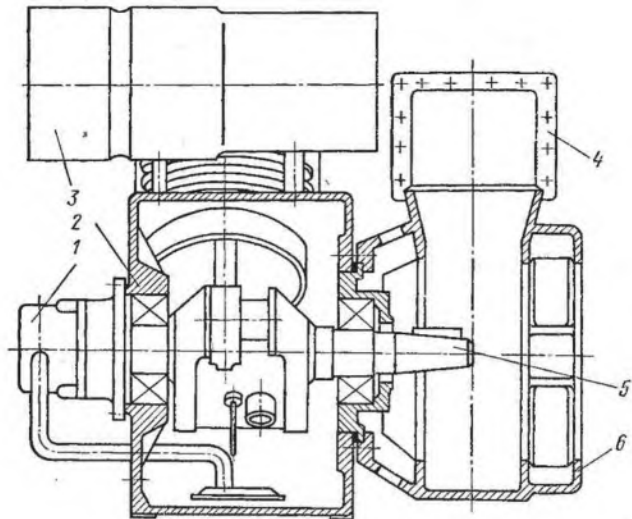


Рис. 12.2. Поперечный и продольный разрезы бескрейцкопфного компрессора 2ВУ1-2,5/13:

1 — маслонасос; 2 — картер; 3 — фильтр; 4 — холодильник; 5 — вал коленчатый; 6 — корпус промежуточный; 7 — крышка; 8, 16 — цилиндры; 9, 15 — поршни; 10, 14 — клапаны комбинированные; 11, 12 — головки цилиндров; 13 — влагомаслоотделитель; 17 — шатуны

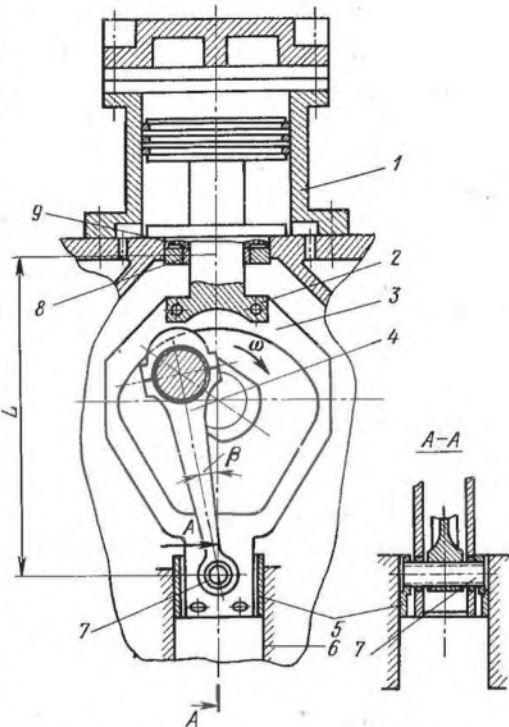
Рис. 12.3. Поперечный разрез по ряду компрессора с обводным крещкопфом:

1 — цилиндр; 2 — шток; 3 — серва; 4 — шатун; 5 — крещкопф; 6 — направляющие; 7 — палец; 8 — втулка; 9 — сальник

Поршень I-й ступени выполнен из алюминиевого сплава, а II-й ступени — из чугуна. Цилиндры 8 и 16 установлены в расточках картера и опираются буртом на его привалочные плоскости. Сверху на цилиндрах через прокладки установлены комбинированные полосовые клапаны с упругими ограничителями 10 и 14 и головками цилиндров 11 и 12. Головки, клапаны и цилиндры притягиваются к картеру анкерными шпильками, что упрощает монтаж и снижает номенклатуру необходимых деталей. Нижняя полость картера служит резервуаром для масла, в котором расположен фильтр грубой очистки системы циркуляционной смазки. Шестеренчатый насос 1 крепится к крышке подшипника и приводится в движение от коленчатого вала через муфту. В развале между цилиндрами установлен всасывающий фильтр 3. Валы компрессора и двигателя соединены упругой втулочно-пальцевой муфтой. В соединительном корпусе 6 на коническом хвостовике вала крепятся полумуфта и центробежный вентилятор, служащий для подачи охлаждающего воздуха к пластинчато-ребристому холодильнику 4. К соединительному корпусу крепится на шпильках фланцевый электродвигатель.

Компрессорная установка снабжена тремя резиновыми амортизаторами и может эксплуатироваться без фундамента на бетонном полу без крепления. При минимальных изменениях в конструкции она может быть использована на передвижных компрессорных станциях.

Одна из ступеней вертикального компрессора специального назначения на индивидуальной базе схематично показана на рис. 12.3. Компрессор четырехступенчатый с односторонними дисковыми поршнями. Он служит для сжатия воздуха до конечного давления 6 МПа. Производительность компрессора 0,016 м³/с



при частоте вращения вала $16,7 \text{ с}^{-1}$ и ходе поршня $0,055 \text{ м}$. Специфическим требованием является отсутствие масла в сжатом воздухе и высокая надежность и долговечность поршневого уплотнения без смазки в условиях воздушного охлаждения. Для обеспечения поставленных технических требований в конструкции применен механизм движения с обводным крейцкопфом в виде серьги 3 и шатуна 4, расположенного между ними. Серьги со стороны цилиндра 1 жестко соединены между собой штоком 2, а крейцкопф в виде втулки 5 с направляющими 6 расположен по другую сторону от коленчатого вала в свободной зоне картера. Крейцкопфная втулка 5 через палец 7 и серьги жестко связана со штоком 2, который охватывается направляющей втулкой 8 и сальником 9 соосно с цилиндром и крейцкопфом на базе L.

Такая конструкция позволяет исключить действие нормальной силы на стенку цилиндра и обеспечить точную центровку поршня в цилиндре на всем ходе поршня. Вследствие указанного обеспечивается нормальная работа сальника и уплотнительных самосмазывающихся колец, а также сокращается износ цилиндров. Опыт эксплуатации компрессоров данного типа, работающих без смазки цилиндров, подтверждает высокую надежность и долговечность конструкции.

12.2. КОМПРЕССОРЫ И УСТАНОВКИ СРЕДНЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

К компрессорам средней производительности условно относят компрессоры, производительность которых лежит в пределах $0,1 < V < 1 \text{ м}^3/\text{с}$. Характерными особенностями большинства компрессоров средней производительности являются умеренные поршневые усилия по рядам (от 2 до 10 т) и частоты вращения коленчатого вала, применение дисковых и дифференциальных поршней, отдельных систем смазки цилиндров и механизма движения и водяной системы охлаждения. В зависимости от режима эксплуатации, параметров компрессора и предъявляемых технических требований в конструкции компрессора применяют как подшипники скольжения, так и подшипники качения. Последние наибольшее распространение получили в специальных компрессорах, идущих на комплектацию передвижных компрессорных станций различного назначения. В этом случае предусматривают воздушную систему охлаждения промежуточных холодильников, komponуя их в виде отдельного блока с подачей воздуха от одного вентилятора. Меньшие из компрессоров средней производительности имеют двухколенный вал, на консоль которого устанавливается ротор фланцевого электродвигателя. При многоколенных валах двигатель монтируют отдельно и соединяют с компрессором с помощью муфтового соединения.

Компрессоры средней производительности в большинстве случаев выполняются крейцкопфными. Они находят применение там,

Показатели	Тип компрессора				
	ВП2-10/9	ВП3-20/9	2ВМ2,5-12/9	2ВМ4-24/9	2ВМ10-50/9
Производительность, м ³ /мин	10	20	12	24	50
Конечное давление, МПа	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Ход поршня, мм	125	210	100	150	220
Диаметры цилиндров, мм:					
I ступень	300	400	320	—	620
II ступень	190	230	200	—	370
Длина шатуна, мм	—	—	220	—	—
Частота вращения, с ⁻¹	12,5	8,33	16,7	16,7	8,33
Мощность на валу компрессора, кВт	56,5	108	67	128	265
Габаритные размеры компрессорной установки, мм:					
длина	1650	2355	2300	—	3 500
ширина	1330	1630	1300	—	4 660
высота	1825	2440	1900	—	2 800
Масса установки, кг	3030	5360	2470	—	11 970
Удельная мощность на валу компрессора, кВт·м ⁻³ ·мин	5,65	5,4	5,6	5,33	5,3
Удельная металлоемкость компрессора, кг·м ⁻³ ·мин	130	115	130	120	146
Удельная металлоемкость компрессорной установки, кг·м ⁻³ ·мин	303	268	205	—	240
Мощность двигателя, кВт	75	125	75	125	320
Охлаждение промежуточного холодильника и цилиндров	Водяное				

где необходимы источники сжатых газов с различными физическими свойствами или требуется чистый воздух без наличия примесей масла. В различных производствах диапазон давлений, создаваемых компрессорами средней производительности, колеблется от 0,5 до 32 МПа.

Отечественные и зарубежные фирмы изготавливают компрессоры средней производительности на оппозитных, прямоугольных, У- и Ш-образных и вертикальных базах. Вновь создаваемые компрессоры общего назначения средней производительности в соответствии с ГОСТ 23680—79* проектируются преимущественно на оппозитных базах.

В отдельных случаях в соответствии с требованиями заказчика и в зависимости от номенклатуры изделий для данного диапазона производительностей возможно применение У- и Ш-образных баз.

Компрессоры на прямоугольной и вертикальной базах занимают меньшую площадь, но их динамическая уравновешенность полу-

чается менее полной, чем у оппозитных компрессоров. Вследствие этого частота вращения коленчатого вала таких компрессоров ниже, чем у оппозитных, что ведет к увеличению их удельной металлоемкости. Несмотря на это вертикальные базы находят при-

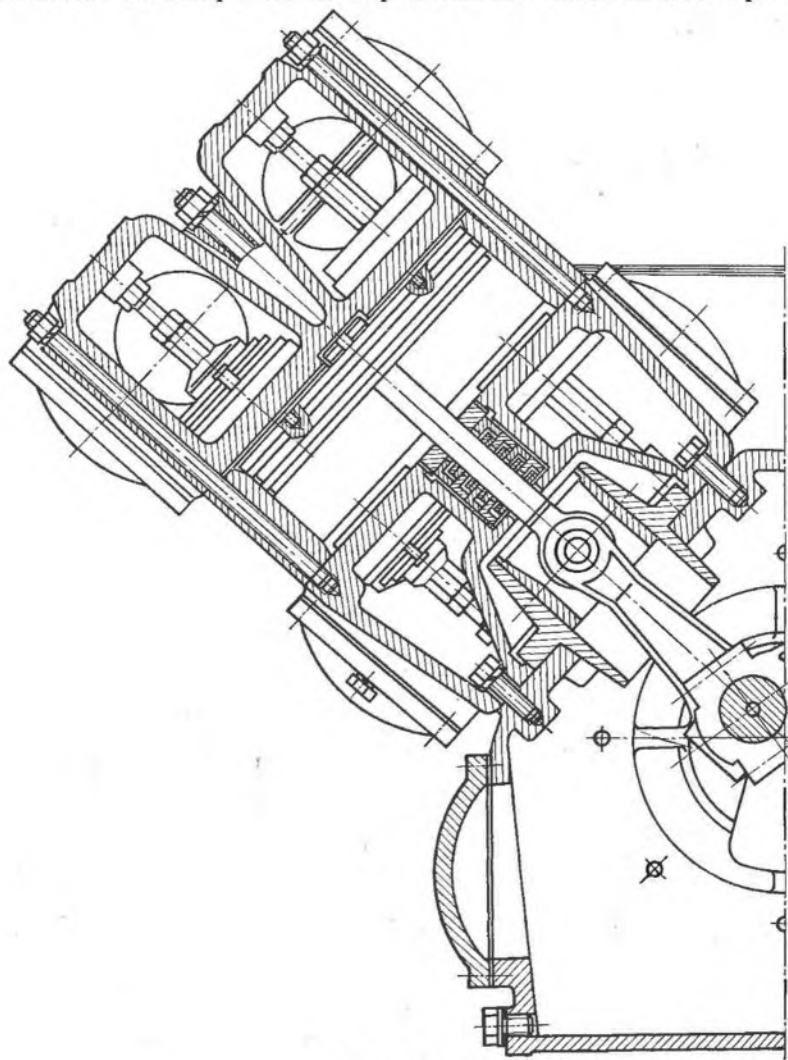
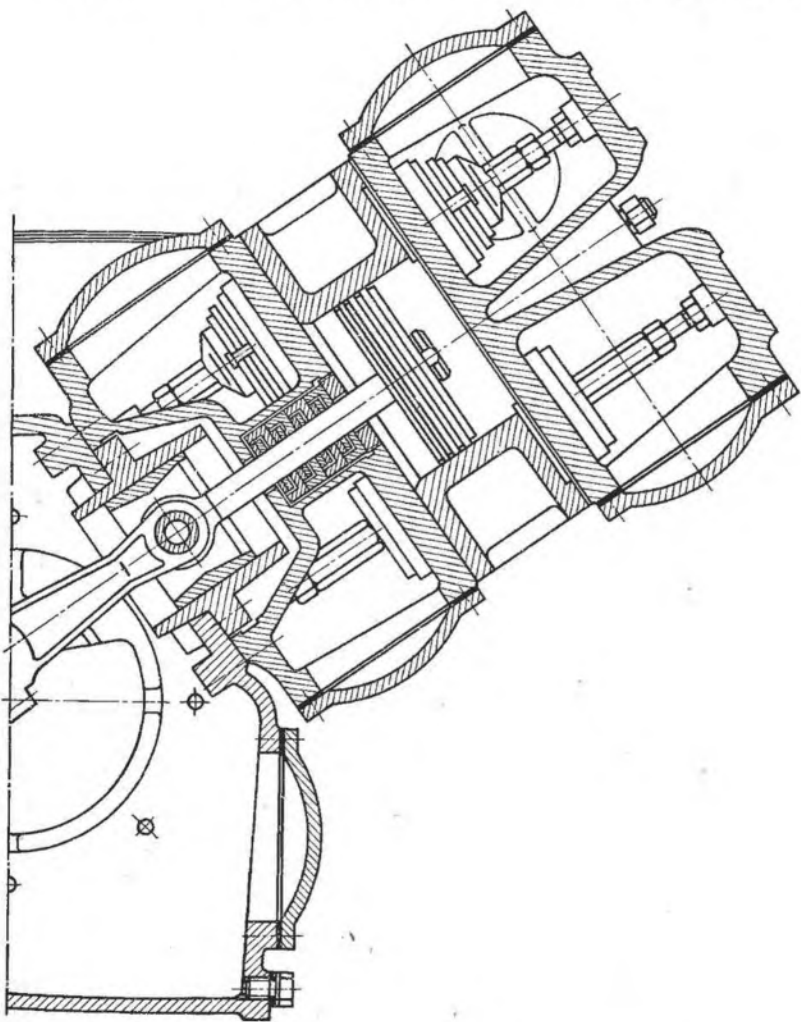


Рис. 12.4. Поперечный разрез У-образной

менение для компрессоров без смазки цилиндров, сжимающих различные технические газы. Компрессоры на прямоугольной базе постепенно будут заменяться оппозитными компрессорами, а в технически обоснованных случаях возможна их замена многорядными компрессорами на У- и Ш-образных базах. Технические

характеристики ряда компрессоров общего назначения средней производительности приведены в табл. 12.2.

Для компрессоров на прямоугольных базах согласно ГОСТ 23680—79* принято условное обозначение, которое харак-



крейцкопфного компрессора

теризует сжимаемый газ, тип и нагрузку базы компрессора и его параметры, например ВП2-10/9 (ранее применявшееся обозначение предусматривало указание на порядковый номер модернизации компрессора, а усилие базы ставилось перед буквами ВП). Цифра, стоящая после букв ВП, показывает номинальную нагрузку

базы (в тоннах); буква В обозначает, что компрессор предназначен для сжатия воздуха. При сжатии различных газов вместо буквы В в обозначении используют Г (газовый компрессор). Буква П означает, что база компрессора прямоугольная, т. е. один из рядов компрессора расположен вертикально, а другой — горизонтально. Далее дробью даются производительность в $\text{м}^3/\text{мин}$ (числитель) и рабочее давление в барах (знаменатель). Обозначение компрессора ВП2-10/9 расшифровывается следующим образом: компрессор воздушный, выполненный на прямоугольной базе с номинальной нагрузкой 2 т, обеспечивает производительность $10 \text{ м}^3/\text{мин}$ при конечном давлении 9 бар.

В диапазоне производительностей от 0,2 до $0,4 \text{ м}^3/\text{с}$ для сжатия воздуха широкое применение находят компрессоры, выполненные по У-образной схеме в двух- и четырехрядном исполнении. В качестве примера на рис. 12.4. приведена конструкция двухрядного компрессора фирмы «Атлас Копко» (*Atlas Copco*). Компрессор крейцкопфный, с дисковыми поршнями двойного действия; он имеет низкие значения отношения хода поршня к диаметру цилиндра I-й ступени ($\psi_1 \approx 0,27$), что при частоте вращения вала 16 с^{-1} обеспечивает умеренные средние скорости поршня ($c_{\text{ср}} = 3 \text{ м/с}$). При размещении в торцевых крышках цилиндра клапанов с увеличенным проходным сечением достигаются небольшие скорости газа и минимальные газодинамические потери в этих клапанах.

Компрессор имеет ряд конструктивных особенностей. Цилиндры выполнены без рубашек для охлаждающей воды. В фонаре предусмотрены внутренние изолированные полости, в которых установлены индивидуальные клапаны, закрепленные с помощью центральной шпильки с распорными гайками. В центральной части фонаря выполнена расточка, в которой со стороны цилиндра монтируется уплотнительное устройство штока. Такое размещение сальника обеспечивает уменьшение габаритных размеров и массы компрессора, но затрудняет доступ к нему во время эксплуатации. По специальным каналам в цилиндре газовые полости фонаря соединены с соответствующими полостями всасывания и нагнетания в крышке цилиндра, разделенными между собой воздушным пространством.

Крейцкопф выполнен в виде тонкостенного полого цилиндра, усеченного двумя плоскостями, перпендикулярными оси расточки под палец, что позволяет снизить массу крейцкопфа. Крейцкопф через полый палец соединяется с верхней вильчатой головкой шатуна.

Шток поршня на конце имеет проушину, которая по посадке движения соединяется с пальцем крейцкопфа, причем проушина штока помещается внутри вильчатой головки шатуна. Таким образом, шток связан с крейцкопфом шарнирно, что облегчает сборку машины. К недостаткам такого крейцкопфного узла следует отнести невозможность регулировки мертвого про-

странства в цилиндрах за счет относительного перемещения штока в крещцкопфе.

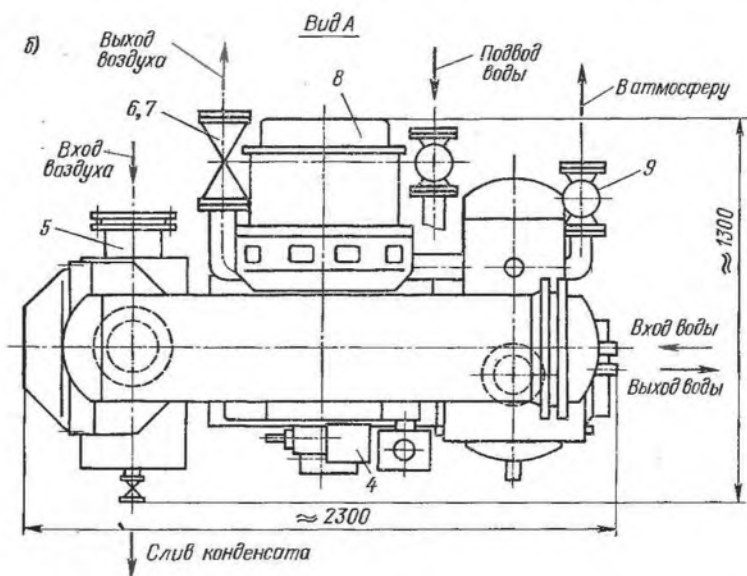
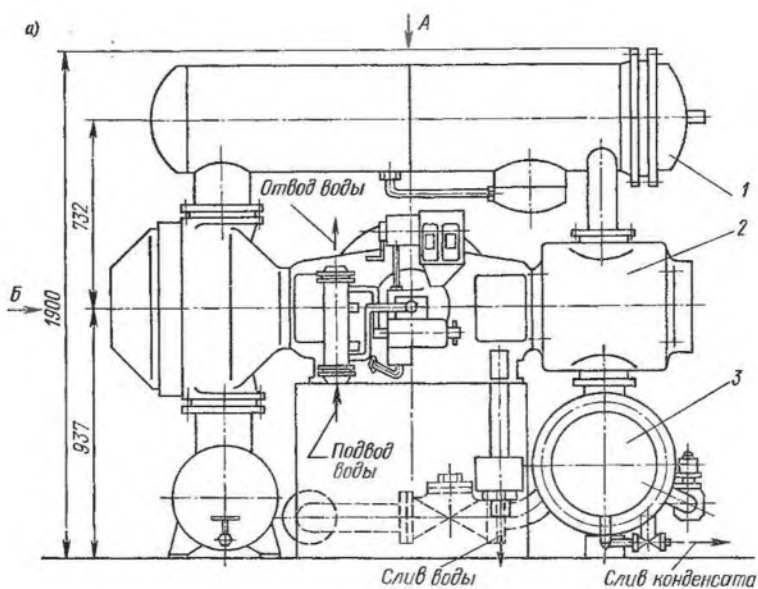
Снижение массы подвижных элементов достигается также за счет применения предельно плоской конструкции дискового поршня, имеющего две—три канавки для установки уплотнительных колец. Корпусные детали и головки цилиндров выполнены в виде простых тонкостенных отливок. Головки имеют специальные окна с крышками для осмотра и монтажа клапанов. С помощью анкерных шпилек они совместно с цилиндрами крепятся к фонарю, который свою очередь внутренними болтами крепится к картеру. Холодильник установлен на фланцах цилиндров I-й и II-й ступеней и может выполняться с водяным или воздушным охлаждением. Описанная конструкция имеет ряд преимуществ и заслуживает внимания при разработке новых компрессоров данного типа.

Моноблочная компрессорная установка 2ВМ2,5-12/9 показана на рис. 12.5. Она служит для сжатия атмосферного воздуха и состоит из оппозитного компрессора, приводного электродвигателя, аппаратуры, газовых коммуникаций и арматуры, систем охлаждения, смазки и автоматики.

Компрессор 2 с электродвигателем 8 и промежуточным холодильником выполняется в виде готового блока на заводе-изготовителе. Через приливы на станине компрессора блок крепится к фундаменту специальными болтами. Промежуточный холодильник 1 смонтирован над компрессором, концевой 3 — устанавливается под цилиндром II-й ступени. Холодильники одновременно выполняют функции газоохладителей, буферных емкостей и влагомаслоотделителей. Они представляют собой горизонтальные аппараты кожухотрубного типа с продольно оребренными трубами.

На всасывании I-й ступени установлен фильтр-глушитель 5. В качестве фильтра применен пакет гофрированной винипластовой сетки. Глушитель представляет собой сосуд со встроенной трубой Вентури; геометрические размеры его подобраны так, что сосуд выполняет одновременно функции буферной емкости на всасывании.

Газовые коммуникации включают в себя трубопроводы основные, байпасные и продувок, а также арматуру. После концевого холодильника установлены обратный клапан 6 и запорный вентиль 7. Байпасный вентиль 9 соединяет линию нагнетания II-й ступени с атмосферой. Байпасная линия предназначена для разгрузки компрессора при пуске и остановке и при работе компрессора на режимах, отличных от номинального. Для привода компрессора используется асинхронный двухскоростной электродвигатель мощностью 75 кВт с частотой вращения $16,33 \text{ с}^{-1}$ или $8,16 \text{ с}^{-1}$ при напряжении 380 В. Ротор электродвигателя насаживается консольно на выступающий конец вала базы компрессора и является одновременно маховиком, а статор с помощью фланца крепится по торцу к станине. Снижение производительности от 100 до 50 % осуществляется изменением частоты вращения двига-



теля. Для снижения производительности от 50 % до 0 предусмотрено байпасирование после II-й ступени. На промежуточном и конечном холодильнике установлены предохранительные клапаны 10 и 11. В нижней части холодильников предусмотрены емкости для сбора конденсата, основное количество которого выделяется после I-й ступени. На каждой линии продувок установлен вен-

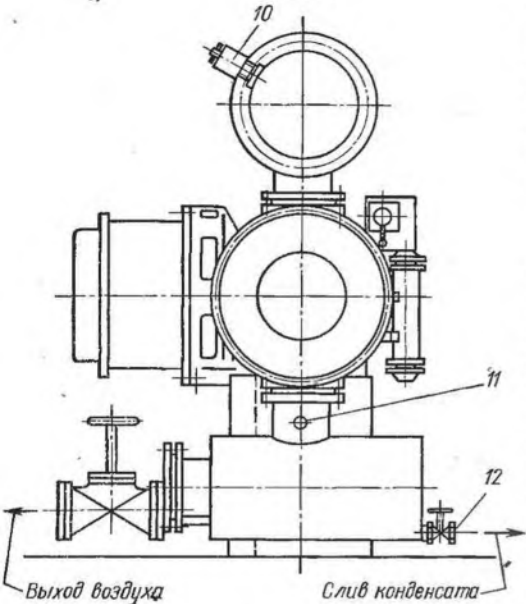


Рис. 12.5. Компрессорная установка 2ВМ2,5-12/9: а — вид сбоку; б — вид сверху; в — вид В; 1 — холодильник промежуточный; 2 — компрессор; 3 — холодильник концевой; 4 — система смазки; 5 — фильтр-глушитель; 6 — клапан обратный; 7 — вентиль запорный; 8 — электродвигатель; 9 — вентиль байпасный; 10, 11 — клапаны предохранительные; 12 — вентиль продувки

тивль 4 и 12 для автоматической продувки системы. Периодичность продувки аппаратуры должна соответствовать расчетному времени между продувками. Компрессорная установка имеет две системы смазки: циркуляционную для механизма движения и лубрикаторную для смазки цилиндров. Они включают в себя заборный

фильтр, блок смазки, масляный холодильник, контрольно-измерительные приборы. В блок смазки входят шестеренчатый масляный насос производительностью 7 л/мин с приводом от коленчатого вала, фильтр пластинчатый во встроенном исполнении, клапан перепускной и лубрикатор. Циркуляционная система смазки обеспечивает подачу масла к коренным и шатунным подшипникам, к направляющим и пальцу крейцкофа. Лубрикаторная смазка предназначена для подачи масла к цилиндрам компрессора (по одной точке на каждом цилиндре).

Охлаждение элементов компрессорной установки осуществляется водой, которая подводится к промежуточному и масляному холодильникам. От промежуточного холодильника часть воды идет на охлаждение цилиндров, а остальная — на концевой холодильник. Из цилиндров компрессора, концевой и масляного холодильников вода через открытый слив направляется в сливную воронку.

Компрессор 2ВМ2,5-12/9 (рис. 12.6) выполнен двухступенчатым, горизонтальным на двухрядной оппозитной унифицированной базе с номинальной поршневой силой 2,5 т. В каждом ряду размещено по одному цилиндру двойного действия. При выборе конструктивной схемы компрессора в основу положены требования надежности и экономичности в работе, простоты монтажа, обслуживания и ремонта, компактности и унификации выбранной схемы с компрессорами завода-изготовителя. Компрессор состоит из оппозитной базы и цилиндровых групп.

В базу входят следующие основные элементы: станина, направляющие, коленчатый вал, шатун, крейцкопф. Циркуляционная система смазки в данном компрессоре не относится к элементам базы, так как поставляется в едином блоке с системой смазки цилиндров.

Станина и направляющие отлиты из чугуна. Станина имеет коробчатую форму с прямоугольным сечением. Нижняя часть ее служит резервуаром для масла. Для повышения прочности и жесткости внутренняя поверхность станины оребрена, а чтобы упростить отливки направляющие станины и фланец для присоединения

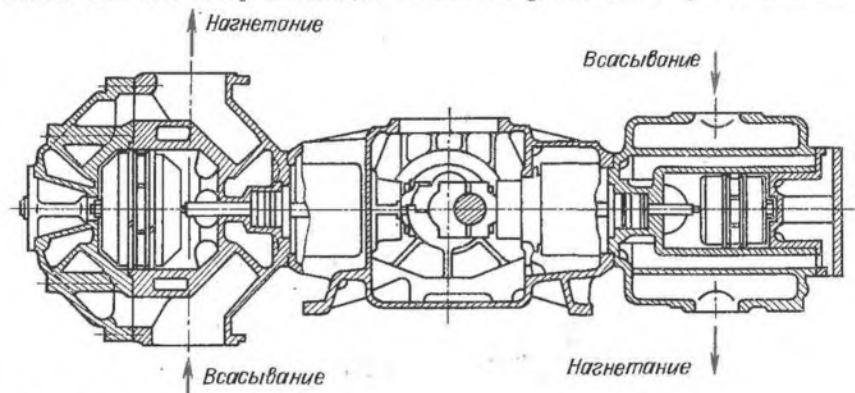


Рис. 12.6. Оппозитный компрессор

электродвигателя выполнены съемными и крепятся к станине болтами. В верхней части станины имеется центральное окно, а с каждой стороны — боковые окна. Через центральное окно производится монтаж шатунов, а через боковые — монтаж крейцкопфных пальцев, соединение крейцкопфа со штоком и крепление цилиндров к станине. Окна закрываются герметичными крышками.

Станина имеет два коренных подшипника, в которых уложен коленчатый вал. Укладка коленчатого вала производится с торца станины со стороны двигателя. На противоположной торцевой крышке станины монтируется блок смазки. Для слива масла из станины служит пробка в нижней части торцевой стенки; там же располагаются указатель уровня масла и выход заборного фильтра.

Коленчатый вал двухколенный, стальной, кованный со смещением кривошипов на 180° . Смазка к коренным и шатунным подшипникам подводится по сверлениям в валу. Для кривошипной головки шатуна и коренных подшипников предусмотрены сталеалюминиевые полувкладыши, установленные с повышенным масляным зазором. Твердость шеек вала $HV \geq 240$. Со стороны подвода смазки на валу имеется хвостовик для привода шестерен-

чатого насоса. Ротор двигателя фиксируется на колеччатом валу от проворачивания призматической шпонкой.

Шатун штампованный со стержнем двутаврового сечения (масса шатуна 6,1 кг). Кривошипная головка со съёмной крышкой, которая крепится к шатуну двумя шатунными болтами. Центровка крышки со стержнем осуществляется по шатунным болтам. В полувкладышах шатуна выполнены канавки и отверстия для улучшения смазки. В крейцкопфной головке шатуна запрессована бронзовая втулка с канавками и отверстиями для подвода масла. Отверстия в крейцкопфной головке шатуна служат также для разбрызгивания масла на направляющие крейцкопфа.

Крейцкопф закрытого типа, корпус стальной литой с съёмными башмаками, отлитыми из алюминиевого сплава АЛ10В (масса крейцкопфа 4,3 кг). Палец крейцкопфа плавающий стальной, что способствует уменьшению износа. В бобышках корпуса запрессованы бронзовые втулки. Для соединения со штоком служит резьба в торцевой части корпуса.

Цилиндровые группы включают в себя цилиндры, клапаны, сальники и поршни со штоками.

Цилиндры обеих ступеней литые чугунные и состоят из корпуса, отлитого совместно с передней стенкой, и задней крышки. Коническое исполнение крышек I-й ступени удобно для размещения клапанов и способствует снижению мертвого пространства. В каждой полости цилиндра расположены три всасывающих и три нагнетательных клапана. Цилиндр II-й ступени в каждой полости имеет по одному всасывающему и нагнетательному клапану, которые расположены по образующей цилиндра. С целью увеличения надёжности и обеспечения требуемой производительности на компрессоре применены унифицированные прямоточные клапаны ПИК-125 с пониженной высотой седла, уменьшенными мертвым пространством и ходом пластин.

В торцах со стороны вала цилиндры имеют гнезда для размещения сальников.

Сальники обеих ступеней одного типоразмера. Они состоят из камер, в которых установлены плоские разрезные кольца (замыкающие и уплотняющие), стянутые браслетными пружинами. В нажимном фланце сальника размещен маслосниматель, предназначенный для снятия масла со штока. Уплотнительные элементы сальника выполнены из фторопласта с наполнителем марки Ф4К20.

Поршни со штоками для наилучшего уравнивания выполнены с одинаковой массой (19 кг). Поршень I-й ступени отлит из алюминиевого сплава; поршень II-й ступени — из чугуна в виде пустотелой отливки. Поршни скользящего типа имеют направляющие из текстолита и цилиндрическую посадку на штоке. Со стороны вала они упираются в бурт штока, а с противоположной стороны затягиваются гайкой. Штоки выполнены из стали 45 с поверхностной термообработкой. Поршневые кольца текстолит-

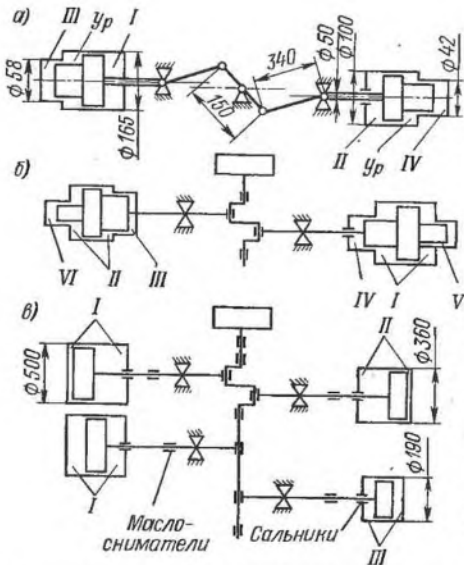


Рис. 12.7. Принципиальные схемы различных компрессоров средней производительности: а — 2ГМ4-1,3/12-250; б — 2ГМ10-20/320; в — 4ГМ10-40/35; (I, II, ..., VI — номера ступени сжатия; Ур — уравнивательная полость)

товые. В связи с постепенным истощением месторождений нефти, удорожанием ее добычи, переработки и доставки конечного продукта потребителям чрезвычайно важной становится задача оснащения грузового и легкового транспорта двигателями внутреннего сгорания, работающими на природном газе. В свою очередь это вызывает необходимость со-

здания в масштабах страны системы снабжения транспортных средств сжатым газом. Для этих целей служат специальные компрессорные установки, работающие в составе газонаполнительных станций (ГНС). Единичная установка предназначена для заправки газобаллонных автомобилей в автохозяйствах. Группа установок, собранных в единый комплекс, служит для массовой заправки транспортных средств и автогазозаправщиков. Газонаполнительные станции работают на двух режимах по конечному давлению:

- 1) при $p_k = 25$ МПа производится заправка газобаллонного транспорта;
- 2) при $p_k = 32$ МПа — заправка автогазозаправщиков.

В перспективе предусмотрено создание автомобильных газонаполнительных компрессорных установок в блочно-контейнерном исполнении для заправки автомобилей и автогазозаправщиков. В этом случае установка поставляется в контейнере в готовом к работе состоянии.

По условиям эксплуатации компрессорные установки газонаполнительных станций работают при температурах до -30°C . Поэтому в ряде случаев целесообразно применение двухконтурных замкнутых систем охлаждения с использованием во вторичном контуре аппаратов воздушного охлаждения, а в первичном жидкостном контуре сорока пяти процентный раствор этиленгликоля в воде или введение антифриза с присадками. Система охлаждения газа — воздушная с использованием аппаратов воздушного охлаждения; в стационарных установках допускается водяное охлаждение. В конструкции компрессора должна быть предусмотрена минимальная подача смазки на цилиндры и сальники.

Принципиальная схема компрессора 2ГМ4-1,3/12-250, работающего в составе стационарной компрессорной установки газонаполнительной станции, представлена на рис. 12.7, а. Компрессор оппозитный, двухрядный, четырехступенчатый с числом цилиндров по одному в каждой ступени; он служит для сжатия природного газа, давление которого на входе в компрессор колеблется от 0,78 до 1,18 МПа, а конечное составляет 24,5 МПа. По условиям эксплуатации температура газа на входе в компрессор меняется от -5 до $+30$ °С. В связи с этим в водяную систему охлаждения предусмотрено введение антифриза с присадками. Расход воды составляет $25 \text{ м}^3/\text{час}$, антифриза — $30 \text{ м}^3/\text{час}$.

Привод компрессора осуществляется от двухскоростного электродвигателя с частотой вращения $6,16/12,3 \text{ с}^{-1}$ при установленной мощности 75/160 кВт и напряжении в сети 380 В. Пуск двигателя осуществляется при минимальной частоте вращения $n = 6,16 \text{ с}^{-1}$, а после прогрева в течение 30—40 секунд возможно переключение на частоту $12,3 \text{ с}^{-1}$. Максимальная частота переключений двигателя под нагрузкой не должна превышать 20 включений в час, а частота пусков — 5.

Компрессорная установка укомплектована системой автоматизации, которая обеспечивает: пуск и остановку со щита контрольно-измерительных приборов; дистанционный и автоматический пуск; разгрузку компрессора при пуске и остановке; продувку холодильников и влагомаслоотделителей; ступенчатое изменение производительности компрессора 100—50—0 % путем автоматического изменения частоты вращения и выключения двигателя. Предусматривается отключение двигателя при прекращении подачи воды, повышении давления газа в камере и по ступеням, падении давления масла и отсутствии продувки электродвигателя.

Компрессор сжимает токсичный и взрывоопасный газ. В связи с этим в конструкции сальников предусмотрен подвод продувочного газа; применены предохранительные клапаны закрытого типа с отводом протечек во всасывающую линию. Электродвигатель выполнен во взрывозащищенном исполнении с заземлением корпуса, а электрооборудование и приборы в соответствии с ГОСТ 12.1.011—78* рассчитаны на эксплуатацию в помещениях, где может образовываться взрывоопасная смесь.

В технологических линиях получения центракарбонила железа и карбонила никеля используется компрессорная установка 2ГМ10-20/320 (рис. 12.7, б). Она предназначена для повышения давления окиси углерода (СО) от давления близкого к атмосферному до конечного давления, равного 32 МПа. Ее основные технико-экономические показатели приведены в табл. 12.3.

При выборе и обосновании материалов для данной установки следует учитывать, что окись углерода практически не взаимодействует с металлами при температурах ниже 90 и выше 300 °С. Наиболее стойкими в среде СО являются стали, содержащие 18 и более процентов хрома. Поэтому для межступенчатых коммуни-

Тип компрессора	Сжимаемая среда	Производительность, м ³ /с	Конечное давление, МПа	Частота вращения вала, с	Ход поршня, мм	Средняя скорость поршня, м/с	Мощность на валу компрессора, кВт
2ВМ10-63/9	Воздух	1,040	0,9	10,00	220	4,40	332
4ВМ10-120/9	»	2,080	0,9	10,00	220	4,40	666
4ВМ10-40/70	»	0,720	7,0	8,33	220	3,67	479
2ГМ10-20/320	Окись углерода	0,334	31,4	8,33	220	3,67	283
4ГМ10-40/35	Кислород	0,666	3,5	6,25	220	2,75	390
4ГМ10-66/60	Коксовый газ	1,090	5,9	8,33	220	3,67	679
4ГМ10-78/60	Водород	1,300	5,9	10,00	220	4,40	809
6ГМ10-63/320	Синтез газа	1,080	31,4	8,33	220	3,67	930
4ВМ16-125/200	Воздух	2,020	19,6	6,25	320	4,00	1570
6ГМ16-140/200М1	Азот, воздух	2,580	20,1	6,25	320	4,00	1840
4ГМ16-100/200М1	Двуокись углерода	1,630	19,6	6,25	320	4,00	1210
2ГМ16-20/40-62СМ2	Водородосодержащий газ	0,360	5,8	6,25	320	4,00	703
4ГМ16-50/15-30СМ1	То же	1,030	2,9	6,25	320	4,00	1484
6ГМ16-45/35-55СМ2	То же	0,736	5,4	6,25	320	4,00	1160
4ГМ16-12,5/17-281М2	Этилен	0,195	31,4	5,33	320	3,50	870
6ГМ25-210/3-56М2	Попутный нефтяной и природный газ	3,490	5,6	6,25	400	5,00	3700
6ГМ25-120/14-38		2,040—	3,6	—	—	—	3910
6ГМ25-140/35-56		2,330	3,8	—	—	—	4000
		2,400	5,6	—	—	—	4600
4ГМ40-35/23-325	Азотводородная смесь	0,590	32,5	5,00	450	4,50	4900
6ГМ40-16/100-420	Природный газ	0,271	42,0	—	—	—	5840
6ГМ40-530/225	Коксовый газ	8,80	2,3	—	—	—	4360

* Масса двигателя и тиристорного преобразователя.

каций на участках с температурой выше 100 °С (зона нагнетания ступеней до газоохладителя) применяют нержавеющую сталь 12Х18Н9Т; на участках с температурой ниже 90 °С (зона всасывания в ступень) — углеродистую сталь. Литые детали выполняют из чугуна.

Рассмотрим особенности конструкции, характерные для компрессора, сжимающего СО. Компрессор выполнен на двухрядной оппозитной базе с двумя дифференциальными поршнями I—IV—V и II—III—VI ступеней. Поршень I—IV ступеней дисковый сварной из нержавеющей стали 12Х18Н9Т; поршень II—III ступеней литой из чугуна марки СЧ20. Поршни V и VI ступеней шарнирно устанавливаются в стаканах, закрепленных в корпусах поршней

Масса, т				Удельные показатели				
компрессора	аппаратуры и коммуни- кации	двигателя	установки	мощность, кВт·м ⁻² ·мин	масса, кг·м ⁻² ·мин		площадь, м ² ·м ⁻² ·мин	
					компрес- сора	уста- новки	компрес- сора	уста- новки
8,1	1,4	2,3	11,5	5,35	130	185	0,10	—
15,5	2,5	3,8	21,8	5,35	125	175	0,10	—
10,2	11,3	4,0	25,5	11,00	256	638	0,38	1,94
7,0	19,0	4,0	30,0	15,20	364	1510	0,55	3,10
14,8	15,0	4,4	34,7	9,90	345	868	—	—
12,0	22,0	6,0	40,0	10,30	175	607	0,22	1,23
11,0	19,0	9,0	39,0	10,40	147	500	0,17	0,96
15,5	32,3	8,9	56,7	12,70	239	880	0,37	1,70
28,0	28,0	12,0	68,0	12,90	230	560	0,26	0,55
48,8	43,0	15,5	107,3	11,90	350	765	0,95	—
28,0	32,0	8,0	68,0	12,90	287	695	0,29	1,20
8,8	4,5	7,1	20,4	3,20	400	900	0,75	2,10
16,3	4,6	14,9	35,8	23,90	263	576	0,37	0,87
18,4	6,3	17,0	41,7	36,40	417	690	0,46	1,21
31,0	50,0	37 *	118,0	5,20	—	148	—	0,26
61,6	64,4	24,0	150,0	6,17	—	248	—	0,31
59,6	17,8	26,2	102,6	—	—	—	—	—
62,5	17,8	32,0	112,3	—	—	—	—	—
63,6	68,8	28,0	160,4	—	—	—	—	—
93,4	127,6	15,9	236,9	3,78	—	—	—	—
102,2	74,4	28,0	204,6	8,25	193	387	0,21	0,49

I—IV и II—III ступеней. Уплотнительные кольца выполнены из текстолита. Предварительное поджатие уплотнительных колец к зеркалу цилиндра осуществляется эспандерами, изготовленными из стали марки 30X13. Из этой же стали изготавливаются штоки.

Уплотнительные устройства штоков установлены на III и IV ступенях и выполнены в виде набора плоских уплотнительных элементов — сальника и предсальника. Для обеспечения полной герметичности уплотнения и охлаждения штока в пространство между сальником и предсальником подается масло, которое создает гидравлический затвор и препятствует утечке газа из цилиндров компрессора.

Принципиальная схема кислородного компрессора 4ГМ10-40/35, служащего для подачи кислорода в конверторы малой емкости сталелитейных производств, представлена на рис. 12.7, в. Компрессор четырехрядный, трехступенчатый с двумя цилиндрами первой ступени; он выполнен на унифицированной оппозитной базе 4М10 с пониженной средней скоростью поршня ($c_{ср} = 2,75$ м/с) в бесподвальном исполнении. В каждом ряду компрессора размещено по одному цилиндру, что обеспечивает простоту обслуживания, ремонтпригодность и возможность для размещения клапанов повышенного проходного сечения.

Направляющие крейцкопфа выполнены со съемным фонарем, что позволяет удлинить шток. При этом часть штока, соприкасающаяся с маслоснимателем, не доходит до сальника. Таким образом, исключается попадание масла из системы циркуляционной смазки на элементы сальника и в цилиндры. В маслоснимателе установлены три маслосъемных кольца с уплотняющим элементом, состоящим из двух плоских разрезных колец с браслетной пружиной. Материал всех колец маслоснимателя — фторопласт.

Сальники состоят из камер, в которых установлены плоские разрезные кольца (замыкающие и уплотняющие), выполненные из фторопласта с наполнителем АФГ. Кольца стянуты браслетными пружинами. Число рабочих камер по ступеням равно 4,5 и 6. Все элементы сальника, соприкасающиеся с кислородом, изготавливаются из бронзы Бр03Ц7С5М1. При сборке сальников необходима высокая точность, которая достигается взаимной притиркой замыкающих и уплотняющих колец, пригонкой по штоку при условии центровки штоков без перекосов. Утечки кислорода, просочившегося через сальники, отводят на всасывание I-й ступени.

Поршни всех ступеней выполнены литыми из бронзы БрА9ЖЗЛ. Они имеют по два направляющих неразрезных кольца, обеспечивающих удельное давление на стенку цилиндра не более 0,04 МПа. Поршневые уплотнительные кольца изготовлены с одним разрезом и прижимаются к цилиндрам эспандерами. Материал колец — фторопласт с наполнителем АФГ-80ВС; цилиндры — литые из чугуна СЧ21; штоки и эспандеры выполнены из стали 3Х13; клапаны прямоточные, индивидуальные. С целью повышения взрывобезопасности для изготовления корпусных деталей клапанов применяют латунь марки ЛЖИЦ59-1. Газовые коммуникации компрессорной установки выполнены из медных труб марки М3. Основные технико-экономические показатели компрессора 4ГМ10/40-35 приведены в табл. 12.3.

12.3. КОМПРЕССОРЫ И УСТАНОВКИ БОЛЬШОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Поршневые компрессоры, производительность которых более 1 м³/с, условно относят к компрессорам большой производительности. Они выполняются исключительно на оппозитных

базах с поршневым усилием по рядам 10 т и более. Ради унификации производства специальные компрессоры, сжимающие различные технические газы до высоких давлений при отсутствии смазки цилиндров, также строят в оппозитном исполнении, хотя в вертикальном виде по условиям работы они имели бы ряд преимуществ, например, отсутствие опор под цилиндры, удобство демонтажа поршней, отсутствие изгибных напряжений в станине и др.

Компрессоры большой производительности имеют ряд характерных особенностей. Это машины большой единичной мощности. Их производительности достигают 45 м³/с, конечное давление до 250 МПа, поршневые усилия по рядам до 60 т и потребляемая мощность до 8000 кВт. Смазка цилиндров и механизма движения раздельная; причем лубрикаторы и насосы циркуляционной смазки выполняют с приводом от индивидуального электродвигателя.

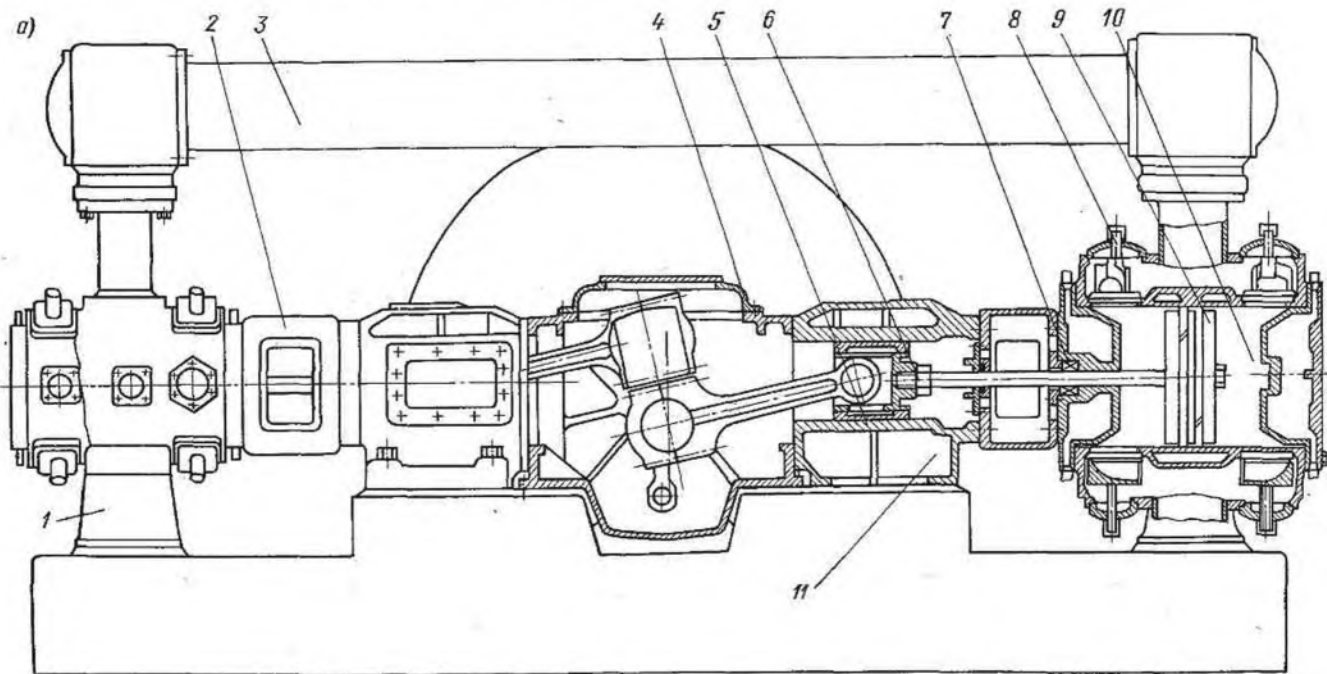
Компрессорная установка komponуется таким образом, что собственно компрессор и привод располагаются в машинном зале обычно на отметке 3—5 м, а вспомогательная аппаратура, трубопроводы и обслуживающие компрессор агрегаты находятся в подвальной помещении на отметке ноль. Вспомогательную аппаратуру крупных установок иногда размещают за пределами здания компрессорной станции (цеха компрессии). В этом случае машинный зал компрессорной станции выполняют бесподвальным. Преимущество такого решения состоит не только в уменьшении затрат на строительство, но и в большей безопасности эксплуатации при сжатии взрывоопасных газов.

В большинстве случаев на компрессорах большой производительности применяется водяная система охлаждения. Однако в районах с ограниченными запасами воды находят применение двухконтурные системы охлаждения, когда компрессор охлаждается водой (первичный контур), охлаждаемой в свою очередь в аппаратах воздушного охлаждения, расположенных вне помещения машинного зала.

Компрессоры большой производительности выполняются многорядными (до 10 рядов) на оппозитных базах М с односторонним расположением двигателя или Н, когда двигатель расположен между рядами компрессора. Такая компоновка позволяет создавать многоцелевые компрессоры, сжимающие в отдельных рядах различные газы. Объединение нескольких компрессоров в одном многоцелевом агрегате позволяет снизить массу и габаритные размеры установки. При этом сокращаются номенклатура электродвигателей, вспомогательного оборудования, габаритные размеры, масса фундамента и площадь машинного зала. Целесообразность применения универсальных компрессорных установок всецело зависит от надежности конструкции компрессора и режима работы предприятия.

На магистральных трубопроводах для передачи природного газа на далекие расстояния в основном используются турбокомпре-

Рис. 12.8. Четырехрядный оппозитный компрессор: *a* — поперечный разрез; *б* — вид сверху;
 1 — опора; 2 — фонарь; 3 — колодильник; 4 — станина; 5 — направляющие крейцкопфа; 6 — крейцкопф; 7 — сальник; 8 — крепление клапанов; 9 — поршень; 10 — цилиндр; 11 — опоры станины; 12 — вал коленчатый; 13 — подшипник выносной; 14 — двигатель; 15 — крышка; 16 — смотровые люки; 17 — желоб; 18 — шток; 19 — шатун



б)

