

со сквозной анкерной стяжкой. Чтобы обеспечить допуски на неперпендикулярность и несоосность сопрягаемых узлов, привалочные плоскости станины и расточка направляющих крейцкопфа обрабатываются на станке с одной установки после затяжки анкерных стяжек.

В верхней части станины предусмотрено окно для монтажа элементов механизма движения. Сверху окно закрывается герметичной крышкой 3, на которой монтируется сапун 2, предназначенный для поддержания давления внутри станины равным примерно атмосферному. Переходной деталью, служащей для присоединения цилиндров к станине, является фонарь 1, в боковых стенках которого выполнены окна для обслуживания элементов системы смазки и монтажа подвижных и неподвижных элементов компрессора. Для уменьшения изгибных напряжений на фланце станины под фонарем предусмотрена скользящая опора 7.

У компрессоров с У-образной базой основным элементом является картер (чугунная отливка туннельного типа). На торцевых поверхностях его выполнены отверстия, в которых располагаются подшипниковые узлы; на боковых поверхностях предусмотрены окна для монтажа элементов механизма движения. Соединение картера с цилиндрами осуществляется по направляющим в расточках привалочных поверхностей. Нижняя часть картера служит емкостью для масла системы циркуляционной смазки компрессора. Соединение картера с фланцевым двигателем осуществляется посредством промежуточного корпуса.

*Коренные подшипники* служат для восприятия нагрузок от переменных поршневых сил. Подшипники, на которые опирается коленчатый вал, называются коренными. В соединениях шатуна с коленчатым валом и пальцем крейцкопфа или поршня устанавливаются подшипники, называемые шатунными. Для многоколенных валов, как правило, применяют подшипники скольжения, воспринимающие большие по величине нагрузки. В отличие от подшипников скольжения со статической нагрузкой, подшипники поршневых компрессоров воспринимают переменную во времени по величине и направлению нагрузку, в результате чего ось шейки вала в процессе работы описывает замкнутую циклическую кривую.

Характерная для современных компрессоров конструкция коренного подшипника скольжения показана на рис. 6.11. Она состоит из корпуса 4, крышки 1 и разъемного тонкостенного вкладыша 3. Если подшипник воспринимает дополнительно и осевые усилия, то по торцам устанавливаются разъемные кольцонакладки 2, покрытые слоем баббита. Корпус, как правило, отливается совместно со станиной. Крышка служит не только для закрепления вкладышей, но и вместе с корпусом придает им правильную цилиндрическую форму. Для этого крышка выполняется жесткой и во избежание смещений фиксируется относительно станины.

Вкладыш состоит из двух одинаковых элементов — полуцилиндров. Наибольшее распространение получили тонкостенные вкладыши, толщина которых равна  $(0,02 \div 0,05) d$ , где  $d$  — диаметр шейки вала. Такие вкладыши не имеют прокладок в плоскости разъема, обрабатываются с высокой точностью и контролируются в калибрах. В свободном состоянии внутренняя и наружная поверхности вкладышей не являются цилиндрическими, а в собранном — внешняя поверхность вкладышей точно повторяет цилиндрическую поверхность корпуса, подшипника, что обеспечивает правильную форму зазора, необходимого для обра-

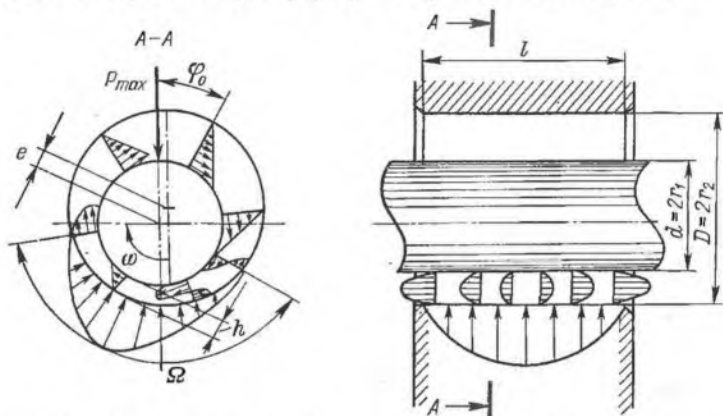


Рис. 6.12. Принципиальная схема работы коренного подшипника

зования масляного клина. В плоскости разъема корпуса и крышек предусмотрены выемки, в которые в процессе монтажа подшипника входят фиксаторы вкладышей, что препятствует осевым смещениям и проворачиванию вкладышей в процессе работы. Вкладыши выполняются двухслойными или трехслойными. В двухслойных вкладышах на бронзовую основу наносится слой баббита толщиной  $0,3—0,8$  мм; в трехслойных — основа стальная, на которую наносятся последовательно слои бронзы и баббита Б2, отличающегося малой склонностью к выкрашиванию и высокими антифрикционными свойствами. При повышенных масляных зазорах находят применение сталеалюминиевые вкладыши. Для стальных закаленных или азотированных валов вкладыши выполняются стальными с заливкой свинцовистой бронзой (толщина заливки  $2—2,5$  мм).

Благодаря правильной геометрической форме износ тонкостенных вкладышей весьма мал и срок их службы достигает  $30—50$  тыс. ч. К достоинствам тонкостенных вкладышей следует также отнести простоту сборки, взаимозаменяемость, низкую стоимость, малую массу.

Несущая способность подшипников скольжения обусловлена гидродинамическим эффектом, возникающим при вращении шейки

вала с эксцентриситетом  $e$  относительно оси расточки вкладышей (рис. 6.12). При вращении вала масло увлекается в сужающийся зазор. Скорость частиц масла, прилегающих к валу, равна окружной скорости вала, а скорость частиц, прилегающих к стенке, равна нулю. В первом приближении распределение скоростей масла в зазоре можно принять линейным. В сужающемся зазоре масло стремится растечься по направлениям, параллельным и перпендикулярным направлению движения. Препятствующие движению масла силы вязкости могут быть преодолены только за счет увеличения давления масла в зазоре. Максимальные значения давления масла соответствуют зоне наибольшего сближения шейки с внутренней поверхностью вкладыша при минимальном зазоре  $h$ . Повышение давления в зазоре приводит к подъему вала, увеличению проходных сечений и скорости истечения масла в зазоре, последнее, в свою очередь, приводит к снижению давления масле в несущем слое. В результате устанавливается динамическое равновесие, характеризуемое равенством между количеством масла, вытекающего из сужающегося зазора и вносимого в него.

Несущая поверхность масляного слоя составляет  $(0,25 \div 0,4) \text{ лдл}$ . В остальной части зазора давление практически равно давлению в системе циркуляционной смазки на входе в подшипник. Смазку к подшипнику подводят с ненагруженной его стороны. На рабочую поверхность масло поступает по круговой канавке снаружи вкладыша и радиальным отверстиям. Для поддержания в допустимых пределах температуры масла в подшипнике и предотвращения разрыва масляной пленки при неточном сопряжении частей вкладыша предусматривается круговая канавка на внутренней поверхности полувкладышей. Чтобы увеличить несущую способность подшипника в условиях прогиба вала предусматривают гиперболическую расточку внутренней поверхности вкладыша, при которой его диаметр в средней части выполняют на  $0,0005d$  меньше, чем по краям.

Расчет подшипника скольжения проводится при следующих допущениях: поверхности шейки вала и вкладыша имеют правильную цилиндрическую форму, течение масла в зазоре рассматривается ламинарным изотермическим для вязкой несжимаемой жидкости. Количественные характеристики процесса при ламинарном течении и распределение гидродинамических давлений в смазочном слое описываются уравнением Рейнольдса

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu u \frac{dh}{d\varphi}, \quad (6.2)$$

где  $p(\varphi, y)$  — гидродинамическое давление;  $h(\varphi)$  — толщина смазочного слоя;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости масла;  $u = \omega r$  — окружная скорость шейки вала.

Расчетная схема и обозначения приведены на рис. 6.12. В соответствии с ней примем:  $d, l$  — диаметр и длина вкладыша;  $\lambda = l/d$  — относительная длина вкладыша;  $r_1, r_2$  — радиусы шейки

вала и вкладыша;  $\delta = r_2 - r_1$  — радиальный зазор;  $\Delta = 2\delta$  — диаметральный зазор;  $\psi = \Delta/d = \delta/r$  — относительный зазор;  $e$  — эксцентриситет осей вала и вкладыша;  $\chi = e/\delta$  — относительный эксцентриситет;  $\Omega$  — угол охвата поверхности несущей поверхности подшипника;  $P$  — внешняя нагрузка.

Положение равновесия между гидродинамическим давлением в смазочном слое и приложенной внешней нагрузкой характеризуется углом приложения нагрузки  $\varphi_0$ , который зависит от типоразмера подшипника ( $\Omega$ ,  $\lambda$ ) и величины относительного эксцентриситета  $\chi$ . При интегрировании уравнения Рейнольдса (6.2) получаем статические характеристики для фиксированного положения вала.

Коэффициент нагруженности

$$\zeta = P\psi^2/l d \mu \omega = q\psi^2/M\omega,$$

где  $q$  — условная удельная нагрузка на подшипник (по рекомендациям [33] для коренных подшипников максимальные удельные нагрузки  $q_{\max} = 5 \div 6,5$  МПа при заливке вкладышей баббитом и  $q_{\max} = 11$  МПа при заливке свинцовистой бронзой);  $\mu = 4,8 \times 10^{-9} [0,1 (T_M - 273)]^{-0,8}$  — коэффициент динамической вязкости масел, применяемых в системах циркуляционной смазки современных компрессоров (зависит от температуры масла  $T_M$ ), Н·с·м<sup>-2</sup>.

Коэффициент сопротивления вращению

$$\xi = f\zeta/\psi,$$

где  $f$  — коэффициент трения.

Расход смазки  $Q_t = 0,5\psi\omega l d^2 q_t$ , где  $q_t$  — безразмерный коэффициент расхода смазки в нагруженной зоне подшипника [32].

Суммарный расход смазки  $Q$  состоит из торцевых расходов в нагруженной  $Q_1$  и ненагруженной  $Q_2$  зонах, а также расхода  $Q_3$  через осевые смазочные канавки, если они предусмотрены в конструкции подшипника.

Для обеспечения режима жидкостного трения необходимо, чтобы минимальная толщина масляного слоя  $h_{\min}$  превышала не менее чем на 10 % критическую толщину  $h_{кр}$ , при которой возможен режим полусухого трения. Критическая толщина масляного слоя обусловлена величинами шероховатости поверхностей шейки вала  $R_{z_1}$  и вкладыша  $R_{z_2}$  и прогибом шейки вала в подшипнике  $y_0$ ; она определяется в соответствии с уравнением

$$h_{кр} = R_{z_1} + R_{z_2} + y_0.$$

Здесь  $y_0 = 1,6y_{\max}l/L$ , где  $y_{\max}$  — максимальный прогиб вала;  $L$  — расстояние между центрами опор вала.

Средняя температура смазочного слоя  $t_M$  определяется из уравнения теплового баланса в подшипнике. При этом считают, что количество теплоты, эквивалентное работе трения  $A_F$ , должно быть равно количеству теплоты, отводимого с маслом  $A_Q$  и в окружающую среду  $A_D$ , т. е.  $A_F = A_Q + A_D$ .

Раскрывая данное выражение, получим

$$fPu = 0,5qld^2\psi\omega c_M \rho_M (t_M - t_0) + k\pi dl (t_M - t_B), \quad (6.3)$$

где  $c_M$ ,  $\rho_M$  — теплоемкость и плотность масла;  $t_0$  — температура масла на входе в подшипник;  $t_B$  — температура окружающей среды;  $k$  — коэффициент теплопередачи.

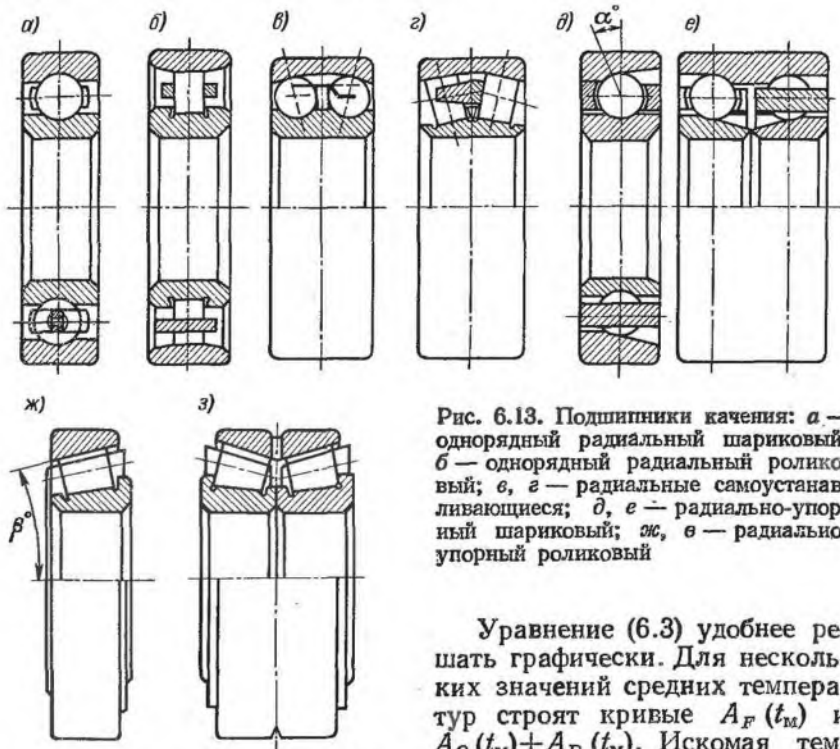


Рис. 6.13. Подшипники качения: а — однорядный радиальный шариковый; б — однорядный радиальный роликовый; в, г — радиальные самоустанавливающиеся; д, е — радиально-упорный шариковый; ж, з — радиально-упорный роликовый

Уравнение (6.3) удобнее решать графически. Для нескольких значений средних температур строят кривые  $A_F(t_M)$  и  $A_Q(t_M) + A_D(t_M)$ . Искомая температура  $t_M$  определяется как точка пересечения построенных кривых.

Для проверочного расчета подшипника в качестве исходных данных задают его геометрические размеры  $d$ ,  $\Delta$ ,  $R_z$ ,  $l$ ,  $L$ ,  $\Omega$ , а также режим нагрузки ( $P$ ,  $\omega$ ) и сорт применяемого масла ( $\mu$ ). Целью расчета является установление режима трения в подшипнике путем сравнения толщины смазочного слоя  $h_{\min}$  и  $h_{\text{кр}}$ . По исходным данным определяют коэффициент нагруженности  $\zeta$  и соответствующий ему эксцентриситет  $e$  для нескольких предполагаемых значений температур  $t_M$ . При полученных значениях  $\chi$  определяют потери на трение и расход смазки, на основании которых, используя уравнение теплового баланса (6.3), находят действительный относительный эксцентриситет  $\chi$ , а затем и остальные характеристики. Подробно расчет подшипника скольжения приведен в [32].

Подшипники качения различного исполнения применяются в основном в компрессорах малой и средней производительности, преимущественно с одно- или двухколенными валами.

Однорядные радиальные шарикоподшипники (рис. 6.13, а) предназначены в основном для восприятия радиальных нагрузок и являются наиболее распространенными и надежными в компрессорах малой производительности. При повышенных радиальных зазорах между шариками и желобами колец подшипников они могут воспринимать частично и осевые усилия. Для восприятия повышенных радиальных нагрузок при ограниченных габаритных размерах гнезд применяют однорядные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 6.13, б).

В практике эксплуатации возможны случаи перекоса или смещения осей расточек в корпусных деталях вследствие неточности изготовления, силовых и тепловых деформаций вала, низкого качества монтажа и т. д. В этих случаях целесообразно применять радиальные самоустанавливающиеся шарико- и роликоподшипники (рис. 6.13, в и г), которые обладают способностью нормально функционировать при значительных перекосах осей внутренних и наружных колец. Двухрядные сферические роликоподшипники одновременно с большими радиальными нагрузками воспринимают и осевые усилия, а также ограничивают в пределах осевого зазора в подшипнике перемещение вала вдоль оси. Они эффективнее по воспринимаемому усилию, чем шарикоподшипники, но вследствие повышенных механических потерь уступают им в допустимой скорости вращения.

В компрессоростроении наибольшее распространение получили радиально-упорные однорядные и двухрядные шарикоподшипники и роликоподшипники (рис. 6.13, д, е, ж, з), которые воспринимают одновременно радиальную и осевую нагрузки. Осевая нагрузка, воспринимаемая однорядным радиально-упорным шарикоподшипником, зависит от угла контакта  $\alpha$ . При  $\alpha = 12^\circ$  подшипники являются переходными от радиальных к радиально-упорным и применяются для восприятия в основном радиальной нагрузки. Значительным осевым нагрузкам соответствует угол контакта  $\alpha = 36^\circ$ ; при этом с повышением осевой грузоподъемности радиальная снижается.

Радиально-упорные конические подшипники (рис. 6.13, ж) воспринимают более высокие нагрузки. Их осевая грузоподъемность зависит от угла конусности дорожки качения наружного кольца  $\beta$ . С увеличением  $\beta$  осевая грузоподъемность увеличивается, а радиальная — уменьшается. У большинства типоразмеров конических подшипников угол  $\beta = 12 \div 16^\circ$ , в отдельных случаях при больших осевых усилиях  $\beta$  может лежать в пределах  $28 \div 30^\circ$ .

Однорядные конические подшипники помимо радиальной воспринимают и осевую нагрузку и фиксируют вал в осевом направлении. Они применяются в жестких двухопорных валах по

одному в каждой опоре при расхождении между опорами не более 500 мм, так как при больших значениях  $L$  возникает опасность заклинивания роликов, если их рабочий осевой зазор будет меньше деформации вала от нагрева. При длинных валах конические подшипники устанавливаются на одной из опор попарно в положении, противоположном друг другу, фиксируя в данной точке коленчатый вал. На противоположной опоре в этом случае применяют радиальный подшипник, не воспринимающий осевых нагрузок, вследствие чего тепловое расширение вала не сопровождается термическими напряжениями.

В основе расчета подшипников качения лежит зависимость между долговечностью подшипника  $h$ , частотой вращения  $n$ , приведенной нагрузкой  $P_{пр}$  и коэффициентом работоспособности  $C$

$$h = n^{-1} (C/P_{пр})^{3,33}.$$

При совместном действии радиальных  $R$  и осевых  $A$  сил

$$P_{пр} = R + mA,$$

где  $m$  — коэффициент приведения осевой нагрузки к условной радиальной.

В практических расчетах приведенная нагрузка определяется с учетом коэффициентов:  $k_\delta$ , учитывающим динамичность приложения нагрузки к подшипнику, и  $k_k$ , учитывающим особенности кинематики движения элементов подшипника ( $k_k = 1$  при внутреннем вращающемся кольце и  $k_k = 1,1 \div 1,35$  — при наружном вращающемся кольце). В этом случае

$$P_{пр} = (k_k R + mA) k_\delta,$$

а коэффициент работоспособности

$$C = 0,342 R'_{ср} k_\delta (nh)^{0,3},$$

где  $R'_{ср}$  — средняя радиальная нагрузка на подшипник, Н;  $k_\delta = 1,3 \div 1,5$ ;  $n$  — частота вращения,  $c^{-1}$ ;  $h$  — требуемая долговечность, ч.

Значения  $C$  для различных типов подшипников оговорены в соответствующих стандартах, долговечность работы подшипников принимают в зависимости от назначения компрессора в пределах от 2 до 50 тыс. ч. Для определения средней радиальной нагрузки  $R'_{ср}$  строят диаграмму изменения реакции подшипника по углу поворота и, разделив диаграмму по длине на  $z$  участков, находят для каждого из них среднее значение  $R_1, R_2, \dots, R_z$ , а по ним и  $R'_{ср}$  как

$$R'_{ср} = \sqrt[3,33]{(R_1^{3,33} + R_2^{3,33} + \dots + R_z^{3,33})/z}.$$

При расчете реакций кроме переменных поршневых сил и сил инерции учитывают влияние противовесов, массы маховиков, а при ременной передаче — и натяжение ремня.

**Валы поршневых компрессоров** выполняются коленчатыми или кривошипными. Наибольшее распространение получили коленчатые валы. Они применяются для всех типов компрессоров различной мощности и имеют две и более опор в зависимости от длины вала и числа присоединенных к нему шатунов. Кривошипные валы находят ограниченное применение. Они проще по конструкции и имеют только две опоры. Это облегчает их монтаж и снижает чувствительность вала к перекосам.

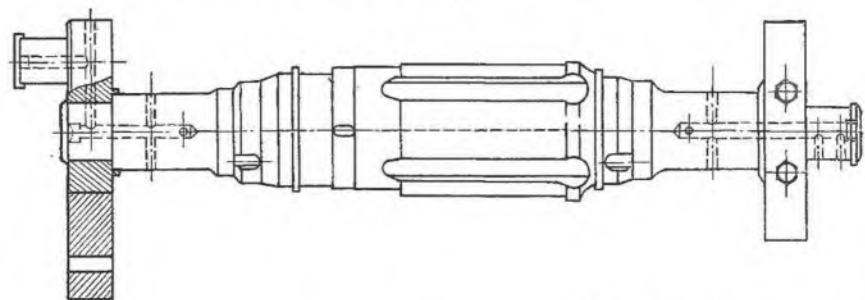


Рис. 6.14. Конструкция составного кривошипного вала

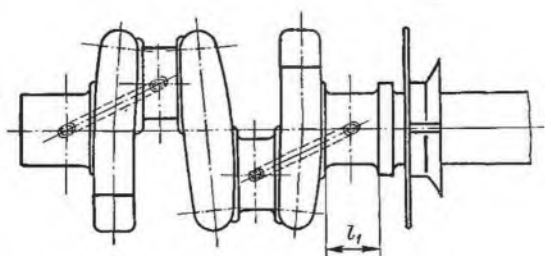


Рис. 6.15. Конструкция литого вала

Кривошипный вал (рис. 6.14) состоит из коренного вала и насаженных на его концевые шейки методом горячей посадки двух кривошипов. Средняя часть коренного вала с пазами для тангенциальных шпонок служит для монтажа ротора электродвигателя. Противовесы крепятся на щеках кривошипов. На машинах малой мощности кривошипные валы чаще всего выполняются с консольным кривошипом с целью упрощения конструкции и монтажа механизма движения.

Коленчатые валы изготавливают из поковок, штампованных заготовок или методом литья. Литые коленчатые валы получают из высокопрочного чугуна. Преимущества литых валов, благодаря которым они находят все большее применение, состоят в простоте получения любых конструктивных форм вала, высоких антифрикционных свойствах сверхпрочного чугуна, сокращении затрат металла и меньшей трудоемкости изготовления. Кроме того, литые валы более надежны в эксплуатации, поскольку сверхпрочный чугун, не уступая стали по прочности, менее чувствителен к дефектам на рабочих поверхностях и обладает высо-



кой циклической вязкостью, что снижает напряжения в условиях существования динамических нагрузок.

В качестве примера на рис. 6.15 показан литой коленчатый вал двухрядной оппозитной базы с номинальной поршневой силой 40 кН. Вал имеет два колена, смещенные друг относительно друга на  $180^\circ$ . Он отливается из высокопрочного чугуна марки ВЧ60-2 с перлитной структурой. Перед заливкой в форму вставляются металлические трубки, служащие для подвода смазки к шатунным шейкам от коренных подшипников. Противовесы отливаются заодно с коленчатым валом. Вал устанавливается в корпусе компрессора на двух подшипниках скольжения. Для фиксации вала в осевом направлении коренная шейка со стороны двигателя выполняется длиной  $l_1$ , равной длине подшипника.

В подшипнике с другой стороны вал имеет возможность осевого перемещения для компенсации теплового расширения вала. В случае, если конец вала несет ротор консольного электродвигателя, число опор со стороны двигателя может быть удвоено. При изготовлении коленчатых валов из поковок применяют качественные конструкционные стали марок 35, 40, 45 и низколегированные стали марок 40Х, 40ХН и 30ХМА. Поковки валов до обработки подвергаются ультразвуковой дефектоскопии на предмет выявления возможных внутренних дефектов.

Коленчатый вал шестирядного Ш-образного компрессора, выполненный из поковки, показан на рис. 6.16. На каждой мотылевой шейке устанавливается по три шатуна. Вал имеет две опоры со сдвоенными роликовыми подшипниками, один из которых (правый) фиксирует вал в осевом направлении. Подшипники устанавливаются в специальных кольцах, которые крепятся в корпусе компрессора путем разжима отрезанных от них сегментов специальными болтами.

Пример выполнения одноколенного стального вала двухрядного У-образного компрессора показан на рис. 6.17. Вал 7 имеет одно колено 5, на котором расположены два шатуна компрессора. Он установлен на двух конических подшипниках 3, с фиксацией в осевом направлении со стороны привода. Левый подшипник смонтирован в переходном корпусе 4, внешний диаметр которого выбирается из условия обеспечения возможности осевого монтажа коленчатого вала. Переходный корпус прижат вправо плоской пружинной шайбой 2 и зафиксирован от проворота штифтом 1, установленным между переходным корпусом и картером 6. Противовесы 8 выполнены отдельно от вала и крепятся к нему с помощью болтов.

Форма коленчатых валов отличается наличием переходов от одного диаметра к другому, каналов для подвода смазки, что способствует появлению большого числа концентраторов напряжений. Анализ поломок показывает, что чаще всего они имеют усталостный характер с началом образования трещин в галтелях сопряжений шеек и щек, а также у выходных отверстий для

смазки. На практике для уменьшения напряжений в местах переходов выполняют галтели большого радиуса, а поверхности вала в местах выхода смазочных отверстий тщательно полируются. Прочность вала намного повышается при нагартовке галтелей накаткой или наклепом. Поверхности шеек и галтелей поли-

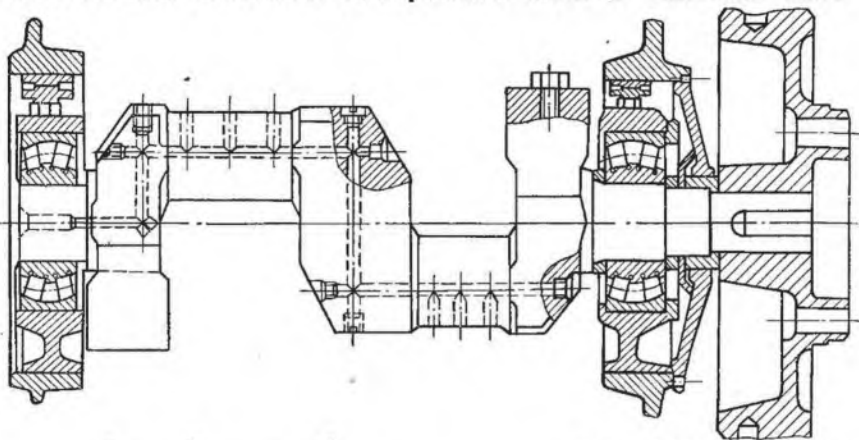


Рис. 6.16. Конструкция двухопорного коленчатого вала многорядного компрессора

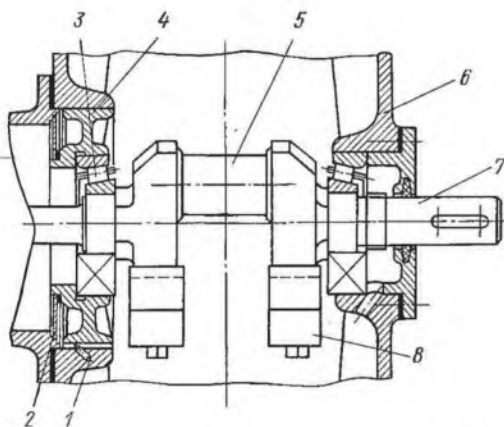


Рис. 6.17. Двухопорный коленчатый вал на конических подшипниках:

1 — штифт; 2 — мембрана; 3 — подшипник; 4 — корпус подшипника; 5 — шейка шатунная; 6 — картер; 7 — вал коленчатый; 8 — противовес

руются. Для повышения усталостной прочности и износостойкости широкое применение находят азотирование и закалка шеек валов.

Расчет прочности валов производят: по статическим нагрузкам с определением условных сравнительных напряжений и с учетом динамического характера нагрузок.

В общем случае коленчатый вал следует рассматривать как динамическую систему, нагруженную поперечными, продольными и тангенциальными силами, вызывающими при работе компрессора появление изгибных и крутильных колебаний вала.

Изгибные колебания возникают под действием переменных по величине и во времени поперечных (суммарных поршневых) сил,

передаваемых на вал через шатуны; в случае применения консольного электродвигателя и при наличии эксцентриситета между осями ротора и статора возникают дополнительные изгибные напряжения вследствие одностороннего магнитного притяжения ротора электродвигателя к статору. Из-за излома оси коленчатого вала изгибные колебания могут сопровождаться появлением продольных колебаний в местах сочленения щек и шеек вала. Однако в поршневых компрессорах продольными колебаниями можно пренебречь, так как из-за большой толщины и перекрытия шеек вал имеет в большинстве случаев весьма высокую жесткость на изгиб щеки.

Крутильные колебания возникают под действием переменных крутящих возмущающих моментов, приложенных к каждому колену вала. При совпадении частот свободных колебаний (возникающих только под действием сил упругости) с частотами возмущающих моментов возникают резонансные колебания; в этом случае амплитуды колебаний значительно возрастают. Работа компрессора на режимах, близких к резонансу крутильных колебаний, недопустима, так как влечет за собой поломку коленчатого вала и вызывает нарушения в работе электропривода компрессора.

Расчеты на крутильные колебания производят только для многоколенных валов. Их анализ показывает, что если число рядов равно двум, то напряжениями от крутильных колебаний можно пренебречь, а при числе рядов 2—4 максимальные напряжения от крутильных колебаний не превышают допустимых значений.

По результатам расчета, как правило, трудно делать выводы о влиянии крутильных колебаний на напряжения рассчитываемого коленчатого вала. Это вызвано тем обстоятельством, что резонансные гармоники имеют обычно высокий порядок (более шести, а для этих гармоник сложно определить с достаточной точностью возмущающие моменты и силы демпфирования). Кроме того, незначительная неточность в определении частот собственных колебаний вала (например, из-за неточности определения моментов инерции колеблющихся масс или податливостей валопровода) резко отражается на картине колебаний, так что благоприятный по расчету в отношении крутильных колебаний вал в действительности может работать в условиях резонанса. Вследствие этого расчет вала на крутильные колебания обязательно должен дополняться тензометрированием или торсионграфированием на натурном образце. Наиболее простым способом отстройки от резонанса является установка противовесов на коротких щеках вала, момент инерции которых определяется расчетным путем.

Прочность коленчатого вала определяется его конструкцией, технологией изготовления и монтажа и зависит от условий эксплуатации. С целью повышения надежности валов предусматривают:

1) обеспечение минимального неравенства суммарных поршневых сил по рядам (при неравенстве сил увеличивается динамическая составляющая изгибных напряжений, а реакции отдельных подшипников многоопорных валов могут достигать чрезмерно больших значений, что приводит к нарушению режима жидкостного трения в подшипнике);

2) снижение неравномерности вращения вала компрессора;

3) обеспечение постоянства положения оси вала за счет применения подшипниковых узлов с минимальным износом и эксплуатации компрессора в соответствии с действующей инструкцией;

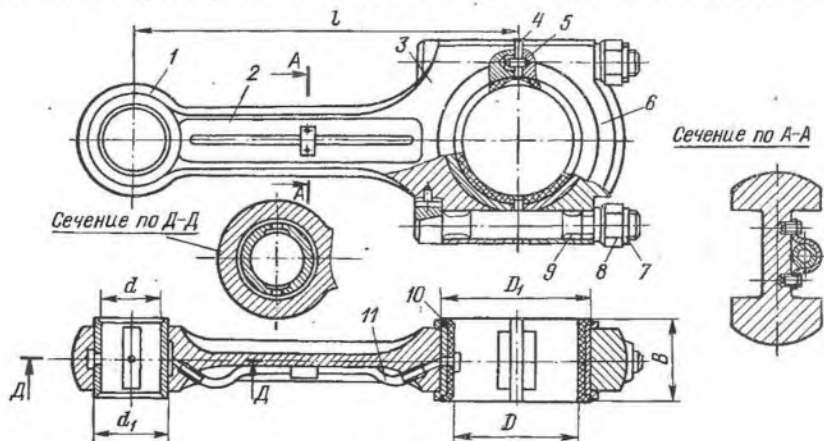


Рис. 6.18. Конструкция шатуна с толстостенными вкладышами:

1 — головка верхняя; 2 — стержень; 3 — головка нижняя; 4 — набор прокладок; 5 — штифт; 6 — крышка; 7 — шплинт; 8 — гайка; 9 — болт шатуновый; 10 — вкладыш; 11 — трубка

4) при монтаже валов с консольным креплением ротора электродвигателя обеспечивают воздушный зазор между ротором и статором (вверху меньше, чем внизу) с эксцентриситетом  $e = 0,2 \div 0,4$  мм, что способствует компенсации консольной нагрузки за счет обратного электромагнитного воздействия между ротором и статором. При больших массах ротора следует первый опорный подшипник максимально приближать к ротору, а между первым и вторым подшипниками предусматривать участок вала с повышенной податливостью, что способствует разделению функций ближних к ротору подшипников. При незначительных массах консольного ротора сдвоенный подшипник со стороны электродвигателя заменяют одинарным.

**Шатуны.** Для преобразования вращательного движения коленчатого вала в возвратно-поступательное движение поршня (крейцкопфа) в поршневых компрессорах служит шатун. В зависимости от конструкции и назначения компрессора применяют различные типы шатунов. Наиболее распространенные из них представлены на рис. 6.18—6.21.

Шатун (рис. 6.18) состоит из нижней 3 и верхней 1 головок, соединенных между собой стержнем 2. Нижняя (кривошипная) головка в большинстве случаев выполняется разъемной и служит для соединения шатуна с мотылевой (шатунной) шейкой коленчатого вала. Съемная крышка 6 крепится шатунными болтами 9. В расточке нижней головки размещается вкладыш 10, выполняемый из стали или чугуна. Поверхность вкладыша, контакти-

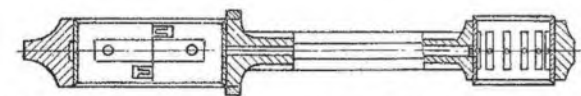
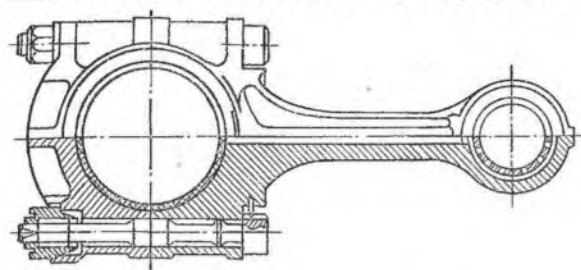
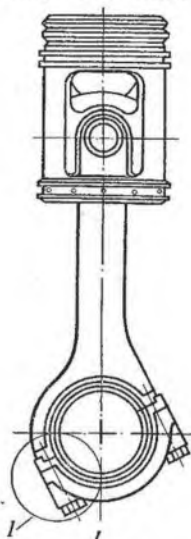


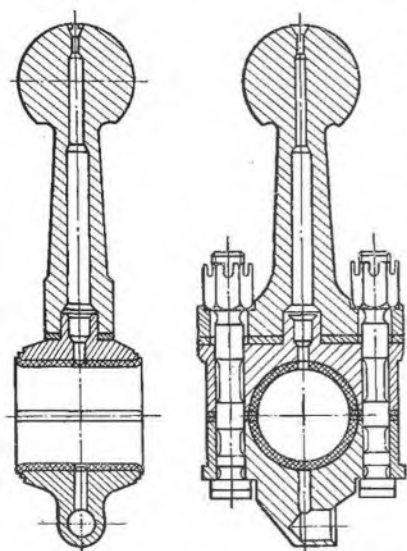
Рис. 6.19. Конструкция шатуна с тонкостенными вкладышами

Рис. 6.20. Конструкция шатуна с косым разъемом нижней головки



рующая с мотылевой шейкой вала, покрывается слоем баббита. Необходимый зазор между мотылевой шейкой вала и вкладышем достигается за счет набора прокладок 4, фиксируемых штифтом 5. За последнее время в кривошипных головках шатунов широкое применение находят тонкостенные вкладыши, конструктивно подобные аналогичным вкладышам коренных подшипников (рис. 6.19). В ряде конструкций компрессоров с тронковыми и дифференциальными поршнями по условиям монтажа и демонтажа шатун в сборе с поршнем должен проходить через цилиндр, что накладывает ограничения на размеры кривошипной головки шатуна. Этому условию соответствует отношение диаметра мотылевой шейки к диаметру цилиндра в пределах  $d/D = 0,55 \div 0,65$ . В тех случаях, когда  $d > (0,55 \div 0,65) D$ , применяют конструкции шатунов с косым разъемом кривошипной головки (рис. 6.20), что при тонкостенных вкладышах позволяет увеличить диаметр шейки вала до 0,8 от диаметра цилиндра. Направление вращения компрессора, имеющего шатуны с косым разъемом нижней головки, должно быть таким, чтобы вектор максимальных нагрузок не совпадал с плоскостью разъема. Для разгрузки шатунных болтов от

Рис. 6.21. Конструкция шатуна для компрессоров специального назначения



поперечных сил профиль поверхности разъема нижней головки выполняют шлицевым, а на крышке для ее фиксации предусматривают выступы.

Верхняя головка шатунов в большинстве случаев выполняется неразъемной и служит для соединения шатуна с поршнем или крейцкопфом. Для снижения механического трения в условиях высоких радиальных нагрузок в верхнюю головку шатуна запрессовывается бронзовая втулка. На рабочей поверхности втулки выполняют продольные или винтовые канавки, обеспечивающие

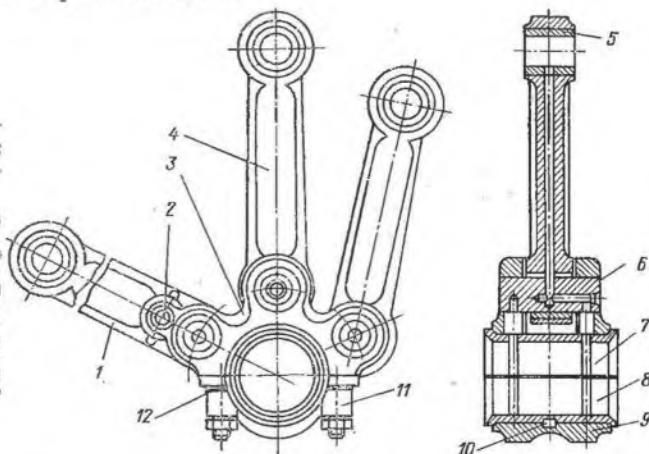
распределение смазочного масла по всей поверхности поршневого пальца. Если сила, воспринимаемая шатуном, не изменяет своего направления за цикл, то доступ масла к нагруженной стороне шатунных подшипников затруднен, что приводит к увеличению износа трущихся элементов. Во избежание этого в верхней головке шатуна в ряде случаев применяют игольчатые подшипники. В конструкциях У-образных и вертикальных компрессоров применяют шатуны, у которых верхняя головка выполнена в виде вилки. Вильчатый шатун более сложен в изготовлении, но в сочетании с соответствующим ему крейцкопфом открытого типа позволяет приблизить шток к пальцу крейцкопфа и уменьшить осевые размеры компрессора. К недостаткам вильчатых шатунов следует отнести повышенную массу верхней головки и возможность деформации, что приводит к нарушению работы подшипникового узла в верхней головке шатуна. При выполнении нескольких ступеней компрессора в одном ряду с дифференциальным поршнем в целях компенсации технологических неточностей верхняя головка шатуна может иметь сферическую форму (рис. 6.21). В нижней головке в этом случае предусматривают дополнительный разъем, позволяющий регулировать мертвое пространство в смежных ступенях за счет изменения толщины специальной регулировочной пластины, установленной между стержнем шатуна и нижней головкой. Центровка разъемной головки со стержнем шатуна осуществляется с помощью центрирующих выступа и выточки.

На компрессорах специального назначения применяют комбинированные шатунные группы, состоящие из основного и одного или нескольких прицепных шатунов (рис. 6.22). Основной шатун

выполнен из двух частей: стержня шатуна с верхней головкой 1 и нижней головки 3, жестко связанных между собой пальцами 2 и 6. В верхней головке шатунов на плотной посадке установлены бронзовые втулки 5. В расточке разъемной нижней головки основного шатуна установлены два тонкостенных вкладыша 7 и 8, залитые баббитом Б83 и удерживаемые в головке за счет натяга штифта 10. Натяг определяется толщиной пакета прокладок 12, номинальный размер которого равен 1 мм. Съемная крышка 9 закреплена при помощи четырех шпилек, которые стопорятся замковыми шайбами. Прицепные шатуны 4 связаны с нижней головкой шатуна через пальцы 6.

Рис. 6.22. Конструкция узла с прицепными шатунами:

1 — шатун основной;  
2, 6 — пальцы; 3 — головка основного шатуна нижняя; 4 — шатун прицепной;  
5 — втулка; 7, 8 — вкладыши; 9 — крышка съемная;  
10 — штифт; 11 — головка нижняя;  
12 — набор прокладок



Такое конструктивное решение позволяет уменьшить габаритные размеры компрессора за счет уменьшения длины коленчатого вала, поскольку все цилиндры компрессора в этом случае расположены в одной плоскости. Вследствие этого моменты от сил инерции, действующих в различных рядах, равны нулю. Положительным является и снижение удельных нагрузок в подшипниковых узлах. Вместе с тем конструкция отличается повышенной сложностью и необходимостью создания на заводе-изготовителе специальной технологической линии.

Шатуны изготавливаются из стали методом свободнойковки или штамповки. Свободнаяковка применяется при изготовлении шатунов небольших размеров при малой серийности, когда не обеспечивается окупаемость высокой стоимости изготовления штампов. Свободнаяковка обеспечивает сохранение волокнистой структуры металла, которая не нарушается при последующей механической обработке. При крупносерийном производстве целесообразней изготовление шатунов в специальных штампах, особенно при изготовлении шатунов больших размеров.

Стержень шатуна в большинстве случаев имеет двутавровое сечение, обладающее высоким сопротивлением изгибу. Для по-

дачи смазки от нижней головки к верхней в стержне шатуна предусматривают центральное сверление (см. рис. 6.19); иногда по технологическим соображениям и в целях облегчения его конструкции при сохранении жесткости и прочности, подачу смазки от нижней головки к верхней осуществляют с помощью металлической трубки, закрепленной на стержне шатуна (см. рис. 6.20).

В крупных крейцкопфных компрессорах смазка к верхней головке шатуна может быть подведена и от направляющих крейцкопфа; в машинах малой и средней производительности с тронковыми поршнями в верхней головке шатуна предусматривают отверстие, по которому частицы масла поступают на смазку поршневого пальца.

В компрессорах кратковременного действия иногда применяют инерционную систему подачи смазки к кривошипной шейке вала. Для этого в крышке шатуна выполняется специальное приемное устройство или монтируется трубка, которая своим нижним скошенным концом при вращении вала проходит через масляную ванну картера (см. рис. 6.21). Под действием инерционных сил масло по отверстию в трубке поступает на шатунный подшипник нижней головки.

Шатуны и крышки изготавливаются чаще всего из углеродистой стали марки 40 или из легированной стали марки 40X по ГОСТ 4543—71\*.

Стержень шатуна рассчитывают на прочность по наибольшей из сил, вызывающих сжатие и продольный изгиб, допуская нагрузки до 100 МПа. Суммарное напряжение от сжатия и продольного изгиба определяется по формулам Навье—Ренкина в плоскости качания

$$\sigma_1 = P_{мс} (f^{-1} + cL^2/I_x);$$

и в плоскости, перпендикулярной плоскости качания

$$\sigma_2 = P_{мс} (f^{-1} + cl^2/4I_y).$$

Здесь  $P_{мс}$  — усилие, действующее вдоль оси шатуна при сжатии;  $f$  — среднее сечение шатуна, м<sup>2</sup>;  $L$  — длина шатуна, м;  $I_x$ ,  $I_y$  — моменты инерции среднего сечения стержня относительно осей: перпендикулярной плоскости качания и лежащей в плоскости качания шатуна, кг·м<sup>2</sup>;  $l = L - [(d_1 + d_2)/2]$  — длина стержня шатуна, м, где  $d_1$ ,  $d_2$  — диаметры отверстий верхней и нижней головок, м.

Коэффициент  $c$  определяется зависимостью

$$c = \sigma_l / \pi^2 E,$$

где  $\sigma_l$ ,  $E$  — предел и модуль упругости материала шатуна.

Растягивающее напряжение для стержня шатуна определяется по формуле

$$\sigma_p = P_{шп}/f;$$



среднее напряжение цикла —

$$\sigma_m = (\sigma_p - \sigma^*) / 2;$$

амплитуда цикла —

$$\sigma_s = (\sigma_p + \sigma^*) / 2,$$

где  $P_{шр}$  — усилие, действующее вдоль оси шатуна при растяжении;  $\sigma^*$  — наибольшее из напряжений  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$ .

Запас прочности определяется по формуле

$$n = \frac{(\sigma_{-1})_p}{\sigma_p / \epsilon_\sigma \epsilon'_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m},$$

где  $(\sigma_{-1})_p$  — предел выносливости материала при растяжении — сжатии;  $\epsilon_\sigma = 1,0 \div 0,6$  — масштабный фактор (меньшее значение выбирается для крупных шатунов);  $\epsilon'_\sigma = 0,8 \div 0,6$  — технологический фактор (большее значение выбирается по мере улучшения качества обработки поверхности);  $\psi_\sigma$  — коэффициент, зависящий от характеристики материала (для сталей  $\psi_\sigma = 0,05 \div 0,2$ ). Рекомендуемые значения  $n = 1,5 \div 2,0$ .

У современных компрессоров длина шатуна  $l = (4 \div 5) r$ , где  $r$  — радиус кривошипа. В ряде случаев, когда шатун сочленяется с тронковым или дифференциальным поршнем малого диаметра, из условия проворачивания механизма движения идут на увеличение длины шатуна до  $l = (6 \div 7) r$ . С уменьшением значений  $l$  сокращается размер компрессора вдоль оси цилиндров, но одновременно увеличивается нормальная сила на башмак кривокопфа или боковую поверхность поршня. Выбирая конструкцию и материал шатуна следует учитывать важность снижения его массы в сочетании с достижением необходимых прочности и жесткости, а также обеспечения допустимых удельных давлений в подшипниковых узлах верхней и нижней головок. Удельные давления, допускаемые в верхней головке шатуна, равны  $15 \div 20$  МПа, а в нижней — от 11 МПа (при толстостенных вкладышах) и до 15 МПа (при тонкостенных вкладышах). Зная максимальную поршневую силу, действующую в ряду, и допустимые удельные давления с учетом прочности стержня, выбираем серийный шатун (табл. 6.9). При изготовлении специальных компрессоров можно предусматривать конструкцию шатуна индивидуального изготовления. Непараллельность осей вкладыша и втулки в шатуне допускается не более 0,02 мм на длине в 100 мм; перекос осей расточек в верхней и нижней головках не должен превышать 0,05 мм на длине 100 мм; должна быть обеспечена предельно возможная перпендикулярность опорных поверхностей под головку и гайку шатунных болтов к оси отверстий под болты. Для шатунов с косым разъемом нижней головки при изготовлении оговариваются допустимое смещение оси отверстия нижней головки относительно средней плоскости теоретического профиля шлицев (не более 0,5 мм) и обеспечение контакта по всей длине всех шлицев крышки и шатуна шириной не менее 1 мм. Для до-

Номер рисунка	Размеры шатуна, мм							Масса шатуна M, кг
	l	D	D <sub>1</sub>	d	d <sub>1</sub>	B	b	
	115	45	48,5	20	21	21	21	—
	180	45	—	28	30	40	36	1,9
	185	66	70	28	30	29	36	—
	202	52	—	22	—	32	29	1,0
	204	38		22		42	17	0,8
	215	65	71	35	40	42	38	—
	220	90	100	40	50	50	50	
	250	60	—	40	—	50	55	4,1
	260	80	85	45	53	45	45	—
	270	114	120	50	60	50	50	
6.18; 6.19	280	65	—	35	—	49	45	3,6
	300	65		45		50	50	3,5
	320	133	140	60	71	70	56	—
	330	90	100	45	53	50	50	
	340	—	—	—	—	—	—	
	375	153	160	90	105	70	70	
	380	100	—	45	—	50	50	7,7
	400	125		75		66	66	13,0
	500	180	195	90	105	80	80	—
	730	260	278	120	140	125	125	
	920	320	340	150	170	160	160	
	1050	360	385	180	200	175	175	

Номер рисунка	Размеры шатуна, мм							Масса шатуна $M$ , кг
	$l$	$D$	$D_1$	$d$	$d_1$	$B$	$b$	
6.20	80	24	—	16	—	12	19	0,1
	102	45		20		21	21	0,4
	115	45		20		21	21	0,4
	142	60		22		23	23	0,6
	160	66	69,5	32	35	23	29	1,0
	163	60	—	25	—	28	35	0,7
	170	60	63,5	25	29	30	30	—
	175	40	—	14	—	16	25	0,3
	185	65		28		29	36	1,6
	200	62	65,5	28	—	22	22	3,0
	215	65	—	35		42	38	2,5
	250	75		42		50	42	4,0
	265	85		50		42	48	4,3
	275	95		50		48	48	4,5

стижения жидкостного трения диаметральный зазор во вкладыше кривошипной головки шатуна с учетом допуска на изготовление должен находиться в пределах  $(0,0007 \div 0,0012) d$  и во втулке крейцкопфной головки  $(0,001 \div 0,0018) d$ , где  $d$  — внутренний диаметр соответственно вкладыша и втулки.

*Шатунные болты* служат для крепления съемной крышки к стержню шатуна и являются наиболее ответственными деталями механизма движения. Их разрыв может привести к наиболее тяжелым авариям вплоть до полного выхода компрессора из строя. Наряду с этим шатунные болты выполняют функции призонных болтов, обеспечивая соосность расточек в крышке и нижней головке шатуна при их сборке. В силу указанного, применяются две основные разновидности шатунных болтов: с одной удлиненной призонной поверхностью или с двумя и более укороченными направляющими поверхностями (см. рис. 6.18—6.21). Первый из указанных типов болтов применяют при наличии толстостенных

вкладышей, а второй — при тонкостенных вкладышах. На головках шатунных болтов предусматривают прорезь, в которую входит штифт, предотвращающий проворот шатунных болтов при сборке. Для предотвращения самопроизвольного отворачивания гайка 8 стопорится шплинтом 7 (см. рис. 6.18) или выполняется со специальной закраиной, отгибаемой в пазы болта (см. рис. 6.19).

Шатунный болт в процессе работы воспринимает: статическую нагрузку растяжения и скручивания от предварительного натяга; усилие растяжения от поршневой силы, действующей вдоль оси шатуна; и переменную нагрузку растяжения от сил инерции поступательно и вращательно движущихся масс механизма движения. Предварительное определение сечения болта  $f_6$  по внутреннему диаметру резьбы производят, рассчитывая его на растяжение под действием максимальной суммарной поршневой силы на рабочем режиме  $P_{\Sigma \max}$  или максимальной силы инерции

$$I_{\max} = r\omega^2 [m_s (1 + \lambda) + m_{\omega} - m_{\text{кр}}],$$

где  $m_s$ ,  $m_{\omega}$  и  $m_{\text{кр}}$  — соответственно масса возвратно движущихся частей, приведенная к шейке вала масса шатуна, равная  $m_{\omega} = (0,7 \div 0,8) m_{\text{ш}}$ , и масса крышки шатуна.

При  $I_{\max} > P_{\Sigma \max}$  и числе шатунных болтов  $z$

$$f_6 = I_{\max} / z [\sigma]_p,$$

где  $[\sigma]_p = 60 \div 80$  — допустимое напряжение растяжения, МПа.

При косом разъеме нижней головки сила, растягивающая болты, определяется как проекция силы, действующей вдоль оси шатуна на направление нормали к плоскости разъема.

Сила затяжки шатунного болта  $T_{\text{зат}}$  в процессе монтажа должна контролироваться, обеспечивать плотность стыка в месте разъема головки, не вызывать пластической деформации болта и не превышать  $(2,5 \div 3,0) P$ ; Окончательно расчет шатунных болтов на усталостную прочность проводится с учетом имеющихся концентраторов напряжений, допуская запас прочности  $n = 2,5 \div 4,0$ .

Конструктивно диаметр шатунного болта лежит в пределах  $(0,18 \div 0,25) D$ , где  $D$  — диаметр шейки коленчатого вала. При этом расстояние между осями болтов составляет  $(1,2 \div 1,3) D$ . Для повышения усталостной прочности болта его стержень утончают на большей части длины, доводя его минимальный диаметр до 0,85 от внутреннего диаметра резьбы. Переходы утонченной части к центрирующим поясам и к резьбе выполняют радиусом не менее  $0,5d$ , а к головке —  $(0,15 \div 0,2) d$ , где  $d$  — внешний диаметр резьбы. Изготовление резьбы производят методом накатки после термической обработки и предварительной нарезки. Для повышения прочности резьбовой части болта применяют мелкие резьбы, а впадины резьбы скругляют радиусом  $r = 0,144s$ , где  $s$  — шаг резьбы. Значительно повышает усталостную прочность болта применение ступенчатых гаек, работающих на растя-

жение, у которых опорная поверхность расположена выше входа болта в гайку (см. рис. 6.19).

Шатунные болты изготавливаются из высокопрочных сталей (поковки КП80 и выше по ГОСТ 8479—70\*) следующих марок: 38ХА, 40Х, 40ХН и для напряженных болтов высокого сечения — 20ХН3А.

Крейцкопфы применяют при сжатии газов в ступенях двойного действия, а также в компрессорах с тронковыми поршнями малого диаметра.

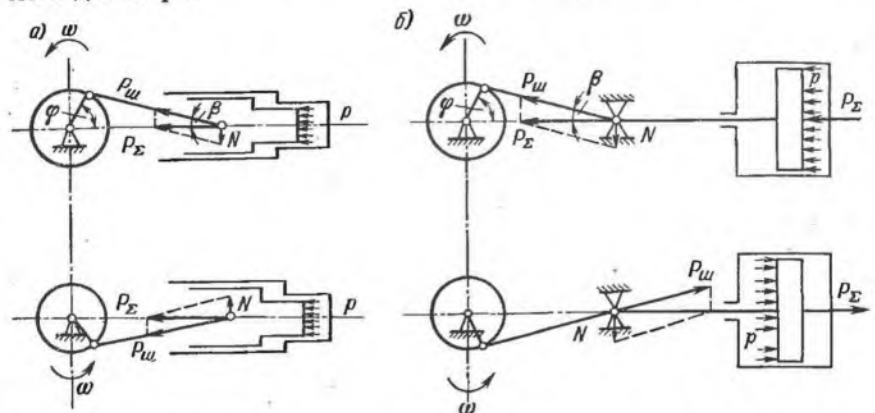
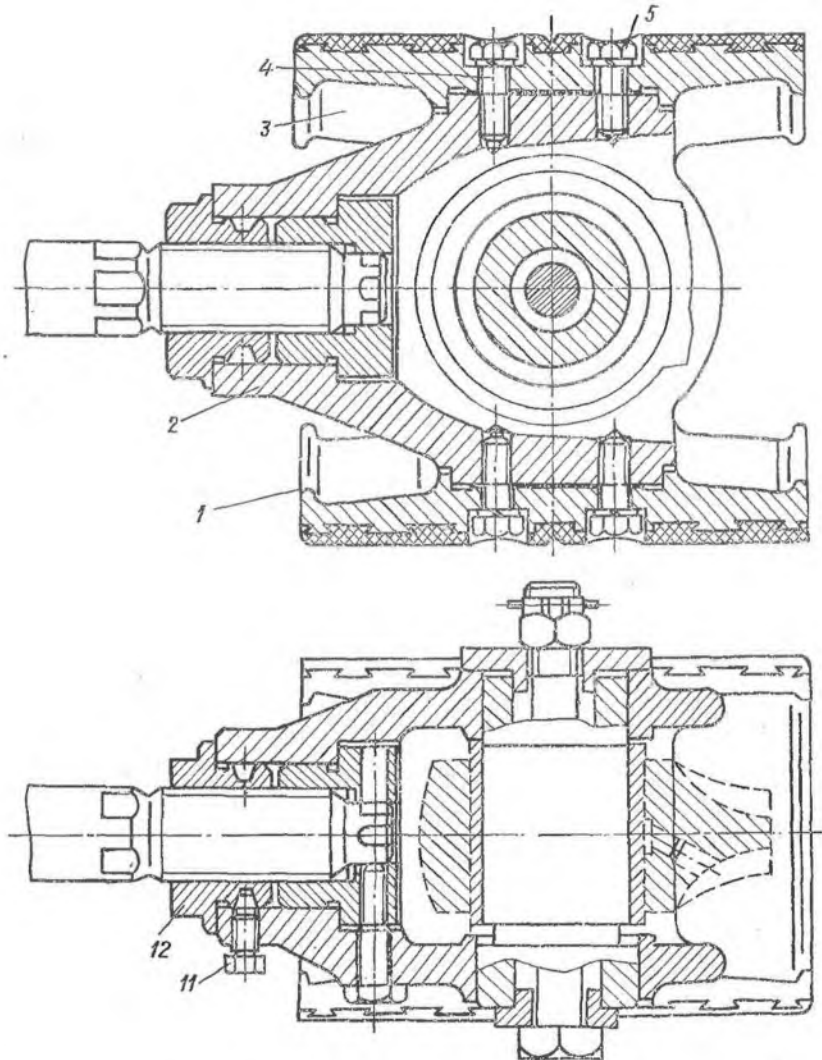


Рис. 6.23. Схема сил, действующих на механизм движения: а —  $\bar{p}_\Sigma = \text{const}$  по направлению; б —  $\bar{p}_\Sigma \neq \text{const}$  по направлению

Различают два основных типа крейцкопфа: закрытый и открытый (закрытый тип характеризуется расположением верхней головки шатуна внутри корпуса крейцкопфа; крейцкопфы открытого типа применяют в сочетании с вильчатым шатуном, головка которого охватывает крейцкопф снаружи). Для крупных компрессоров чаще всего применяют крейцкопфы со съемными башмаками. Такое решение позволяет осуществлять более точную регулировку зазоров между башмаками и направляющими крейцкопфа за счет набора прокладок. На малых и средних компрессорах, а в последнее время и на крупных машинах, в целях уменьшения подвижных масс, обеспечения простоты конструкции и точности изготовления крейцкопфы выполняются в виде единой отливки.

В зависимости от конструктивного выполнения цилиндрикопоршневых групп суммарная поршневая сила  $P_\Sigma$ , воспринимаемая крейцкопфом, имеет следующие особенности:

1) не меняет своего направления в течение поворота коленчатого вала (рис. 6.23, а); такой случай наиболее характерен для компрессоров с тронковыми и дифференциальными поршнями одностороннего действия, когда суммарная поршневая сила постоянно сжимает шатун; крейцкопф выполнен заодно с поршнем

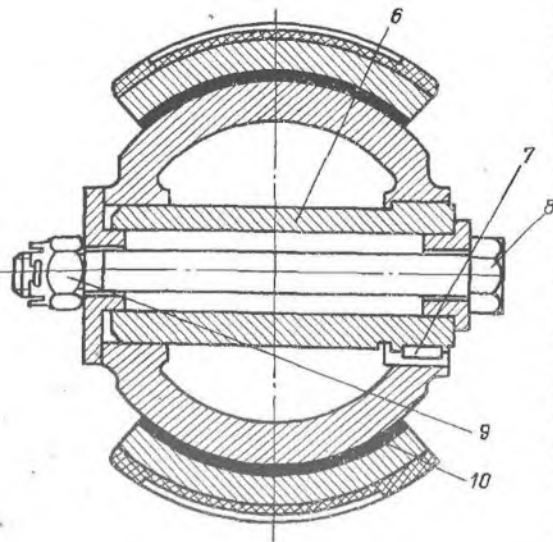


и воспринимает нормальную составляющую  $N = P_2 \operatorname{tg} \beta$  попеременно верхним или нижним башмаком;

2) в течение цикла меняет свое направление (рис. 6.23, б); такой случай характерен при расположении в ряду компрессора ступени с дисковым поршнем или ряда ступеней с дифференциальными поршнями (при этом нормальная составляющая  $N$  при прямом и обратном ходе направлена так, что кресткопф прижат постоянно к одной из параллелей, т. е. один из башмаков кресткопфа в рабочем режиме не несет нагрузки, однако, учитывая возмож-

Рис. 6.24. Конструкция закрытого крейцкопфа со съёмными башмаками:

1, 3 — башмаки; 2 — корпус;  
4 — болт; 5 — шайба; 6 — палец;  
7 — шпонка; 8 — болт;  
9 — гайка; 10 — прокладки;  
11, 12 — гайки.



ность периодической работы компрессоров на холостом ходу, а также применение базовых узлов при проектировании других компрессоров (верхний и нижний башмаки крейцкопфа выполняют геометрически идентично).

Наибольшие боковые нагрузки на параллелях крейцкопфа

возникают в том случае, когда суммарная поршневая сила имеет максимум при угле  $\varphi$ , соответствующем примерно середине хода поршня, т. е.

$$N_{\max} = P_{\Sigma \max} \operatorname{tg} \beta_{\max} = P_{\Sigma \max} r/l.$$

Одна из конструкций крейцкопфа закрытого типа со съёмными башмаками представлена на рис. 6.24. Башмаки 1 и 3 залиты баббитом и имеют по концам клиновидные скосы с уклоном 1 : 50 для создания масляного клина. Крепление башмаков к корпусу крейцкопфа 2 осуществляется болтами 4, зафиксированными от отвинчивания пружинными шайбами 5. При монтаже эти болты заливаются баббитом. Палец крейцкопфа 6, имеющий по концам конусные заточки, устанавливается в соответствующих гнездах корпуса крейцкопфа и фиксируется от вращения шпонкой 7, а от осевого перемещения болтом 8 и гайкой 9. В корпусе крейцкопфа и пальце выполняют сверления, по которым смазка может подаваться к направляющим крейцкопфа. Для регулировки радиального зазора между крейцкопфом и параллелями при сборке и в случае износа башмаков предусмотрены прокладки 10. Соединение крейцкопфа со штоком осуществляется с помощью двух гаек 11 и 12.

Для изготовления крейцкопфов со съёмными башмаками применяют следующие основные материалы: чугун марки СЧ20 ГОСТ 1412—79 и сталь 25Л-Ш ГОСТ 977—75\* (корпус крейцкопфа); чугун марки СЧ18 с заливкой трущейся поверхности баббитом марки Б16 по ГОСТ 1320—74\* или алюминиевый сплав марки АК5М7 ГОСТ 2685—75\*; сталь 20 и 45 ГОСТ 1050—74\*\* (палец крейцкопфа).

Поверхность пальцев закаливают и шлифуют. Во избежание закалки сердцевины пальца при термообработке содержание углерода допускают не более 0,18 %. С целью снижения массы крейцкопфа размеры пальца стремятся получить минимальными, что приводит к повышению удельных давлений на пальце.

Цельные крейцкопфы отливают из чугуна, стали или алюминиевых сплавов. На рис. 6.25 представлена характерная кон-

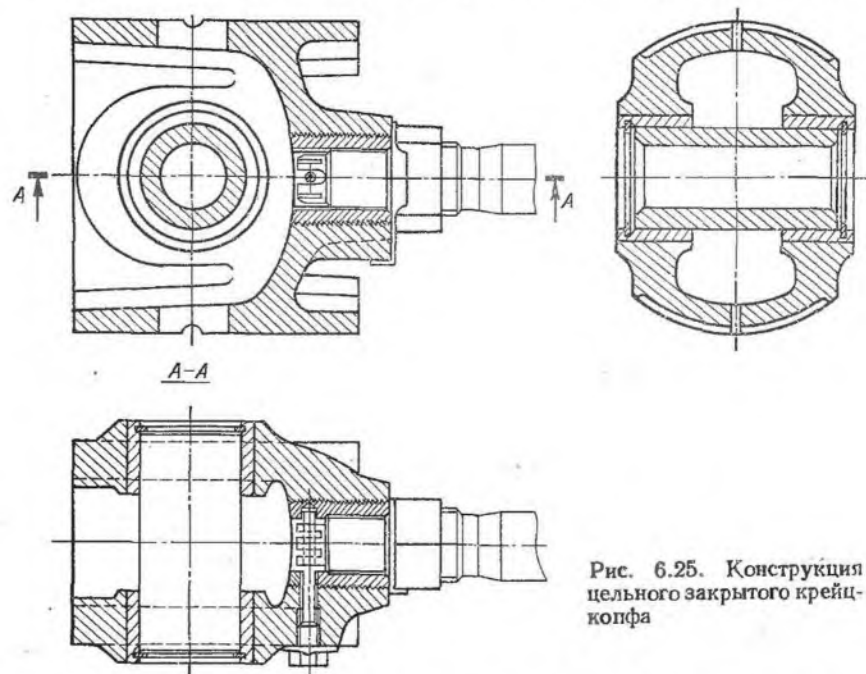


Рис. 6.25. Конструкция цельного закрытого крейцкопфа

струкция цельного крейцкопфа закрытого типа, корпус которого выполнен из алюминиевого сплава АК5М7 ГОСТ 2685—75\*. В местах наибольших напряжений на смятие запрессованы бронзовые втулки; соединение со штоком осуществляется через стальную резьбовую втулку, залитую алюминиевым сплавом. Такая конструкция отличается малой металлоемкостью, точностью изготовления и применяется в машинах с высокими скоростями вращения вала.

Соединение крейцкопфа со штоком осуществляется по напряженной посадке, удобной для монтажа и демонтажа, допускающим регулировку зазора между поршнем и крышками цилиндра и устранение перекоса осей штока и крейцкопфа.

Различные варианты соединения крейцкопфа со штоком показаны на рис. 6.26. Для малых и средних компрессоров чаще всего применяются соединения с помощью резьбовых втулок. На крупных компрессорах зачастую применяется муфтовое соединение



крейцкопфа со штоком. Муфта, состоящая из двух половин, охватывает бурты на хвостовике крейцкопфа и на гайке штока. Вращением гайки шток подается до упора его торца в дистанционную шайбу, установленную в гнезде крейцкопфа, и служащую для регулировки зазоров между поршнем и крышками цилиндров. В собранном состоянии муфта фиксируется относительно штока с помощью штифта и винта. Для короткоходных машин с малыми размерами окон в направляющих крейцкопфа применяют резьбовое соединение фланцевого типа. Преимуществом такого

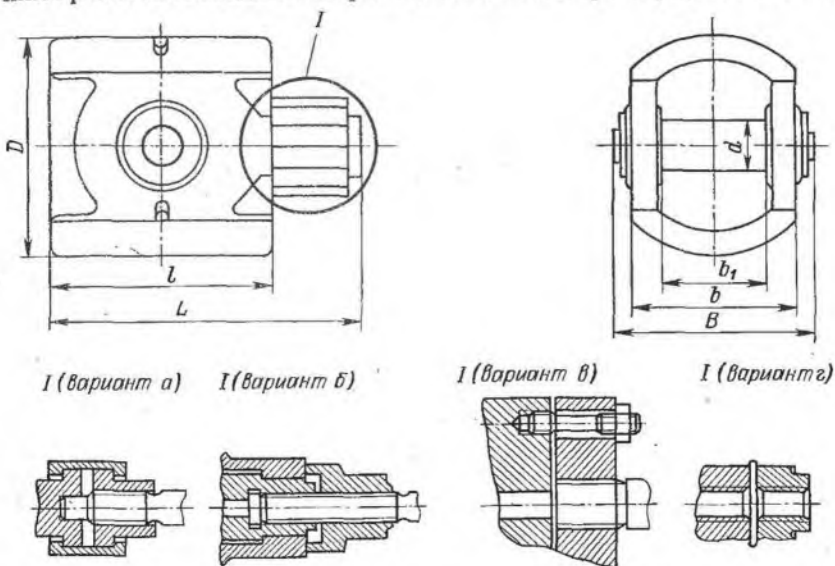


рис. 6.26. Основные конструктивные параметры крейцкопфов

соединения является регулировка прилегания крейцкопфа к параллелям за счет радиального смещения оси штока и изменения затяга шпилек.

Выбор геометрических параметров крейцкопфов проводят на основе известных из опыта максимальных удельных нагрузок, которые определяются соотношением

$$k_{\max} = P_{\Sigma \max} / lb.$$

Для опорных поверхностей крейцкопфа допускают удельное давление  $k_{\max} = 0,6 \div 0,8$  МПа. Максимальное удельное давление на палец крейцкопфа не должно превышать  $k_{\max} = 15 \div 20$  МПа при соотношениях диаметра и длины пальца  $l/D = 0,9 \div 0,8$ .

В случае применения в конструкции компрессора унифицированных узлов геометрические параметры крейцкопфа выбираются по номинальной поршневой силе наиболее нагруженного ряда компрессора в соответствии с данными табл. 6.10.

Обозначение крейцкопфа	Номинальная поршневая си- ла, кН	Размеры, мм							Масса, кг (пре- дельное откло- нение +2 -5 %)	
		$D$ (номи- нальный)	$d$ (номиналь- ный)	$d_3$ (резьба штока)	$L$ (не более)	$l$	$B$ (не более)	$b$		$b_1$
К-16	16	150	40	M30×1,5	175	120	130	110	40	4,7
К-25	25	160	50	M36×2	205	135	150	115	55	8,7
К-40	40	205	60	M48×2	285	200	190	160	86	20,0
К-63	63	220	75	M48×2	300	200	210	160	86	25,4
К-100	100	270	90	M58×4	340	270	225	170	106	42,6
К-160	160	400	120	M76×4	530	400	365	260	135	158,0
К-250	250	480	150	M95×4	735	480	465	300	170	345,0
К-400	400	560	180	M125×6	845	550	535	350	210	540,0

### 6.5. ШТОКИ

Штоком называют деталь, применяемую для соединения поршня с крейцкопфом. Типичные конструкции применяемых штоков приведены на рис. 6.27.

В современных конструкциях компрессоров применяют в основном односторонние штоки, которые представляют собой цилиндрическую деталь с участками различного сечения по длине. На переднем конце штока (со стороны крейцкопфа) выполнена резьба, с помощью которой он закрепляется в резьбовом отверстии крейцкопфа. Для фиксации поршня на штоках предусматривают упорный цилиндрический бурт и специальную гайку, навинчиваемую на задний конец штока (со стороны поршня) до упора в торцевую поверхность поршня. Переход от бурта к штоку выполняют по плавному радиусу с заглаблением в тело бурта и штока. Для обеспечения герметичности применяют глухую гайку с притиркой ее торцевой поверхности по поршню, либо уплотняют посредством угловой прокладки в сопряжении гайка—шток—поршень. Особое внимание необходимо уделять фиксации гайки, самоотвинчивание которой может привести к серьезной аварии. Гайка, навинченная на шток, фиксируется на поршне только при условии, что поршень в свою очередь зафиксирован на штоке, так как в противном случае возможно самоотвинчивание гайки с одновременным проворачиванием поршня. Если поршень не зафиксирован, то самоотвинчивание гайки предотвращают стопорением ее на штоке. Для этого на штоке предусматривают паз, в который отгибают закраину гайки, выступающую над ее торцевой поверхностью.

Посадка поршня на шток осуществляется свободно или с натягом. В последнем случае для обеспечения герметичности в соединении производят притирку поршня и бурта штока. Отсут-

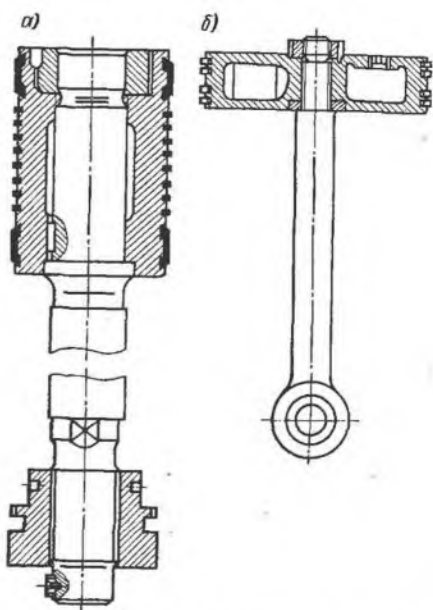
Рис. 6.27. Конструкции штоков: а — с резьбовым соединением штока с крейцкопфом; б — с шарнирным соединением штока с крейцкопфом

ствие герметичности по штоку при дисковом поршне может привести к перетечкам газа из передней полости в заднюю и наоборот, а при наличии у поршня разрезной ступицы внутренняя полость поршня может играть роль дополнительного мертвого пространства ступени. Последнее особенно важно на ступенях высокого давления.

Крепление поршня на штоке должно быть напряженным в целях исключения возникновения осевого зазора и возможности ударов между упорным буртом или гайкой штока и поршнем под действием нагрузок, при которых штоки растянуты, а поршень сжат. Образованию зазора способствует различие температурных деформаций штока и поршня. Площадь упорной поверхности бурта выбирают исходя из давления газа на поршень. Для поршней, выполненных из чугуна, значение допускаемого удельного давления не более 40 МПа, а для стальных поршней — не более 100 МПа. При выполнении поршней из алюминиевых сплавов в соединениях со штоком со стороны упорного бурта и крепежной гайки с целью снижения удельных давлений применяют промежуточные стальные кольца. Резьбу на штоке для уменьшения концентрации напряжения выполняют мелкой и со скругленными впадинами. Для увеличения прочности штока резьба выполняется путем накатки после термической обработки. По условиям работы сальника штоки изготавливают с поверхностным упрочнением, а затем шлифуют и полируют. Для повышения поверхностной твердости и износостойчивости производят азотирование.

В отдельных конструкциях компрессоров для сокращения осевого размера и компенсации технологических погрешностей применяют штоки, у которых передний конец выполнен в виде вилки, соединяющейся при монтаже непосредственно с пальцем крейцкопфа. Однако в этом случае требуется увеличение площади сечения пальца, поскольку при одинаковом усилии и большей его длине возрастают изгибные напряжения.

В крупных горизонтальных компрессорах иногда применяют сквозные штоки. В этом случае поршень подвешивается на шток,



один из концов которого соединяется с крейцкопфом, а другой — с подвижной опорой в крышке цилиндра компрессора. Такое исполнение ведет к значительному увеличению осевого размера компрессора, но предотвращает трение поршня по поверхности цилиндра. Расчет одностороннего стержня ведут на продольный изгиб, считая его шарнирно закрепленным по концам и полагая длину штоков, равной расстоянию от оси пальца крейцкопфа до средней части поршня. В качестве расчетного усилия принимают критическую силу  $P_{кр}$ , действующую по оси штока, при которой прямолинейная форма стержня становится неустойчивой. Выбор критической силы зависит от гибкости штока, которая определяется по формуле

$$\chi = 4L_{пр}/d,$$

где  $d$ ,  $L_{пр}$  — диаметр и приведенная длина штока.

Для одностороннего штока  $L_{пр}$  равна длине штока  $L$ ; для сквозных штоков  $L_{пр} = (0,8 \div 1,2) L$ , где меньшие значения соответствуют минимальным значениям  $\chi$ .

В выполненных конструкциях принимают  $\chi = 60 \div 100$ , что соответствует критическим напряжениям  $\sigma_{кр} = 340 \div 200$  МПа. Для предварительного определения диаметра штока обычно используют статистические данные, на основании которых площадь штока составляет примерно 4—5 % от площади поршня. При больших гибкостях штока ( $\chi > 80$ ) для нахождения критической силы  $P_{кр}$  применяют формулу Эйлера

$$P_{кр} = \pi^2 EI / L_{пр}^2.$$

При гибкостях  $60 < \chi < 80$  пользуются эмпирической зависимостью. Задавая диаметр штока в метрах, находят

$$P_{кр} = 1,2 (286 - \chi) d^2.$$

При  $\chi < 60$  критическая сила определяется напряжением, соответствующим пределу текучести материала штока.

Запасы прочности при расчетах на устойчивость принимают в пределах 8—12. Помимо указанного, расчету на прочность подлежат сечения: штока в месте перехода к опорному бурту, резьбы крепления поршня на штоке, резьбы крепления штока к крейцкопфу.

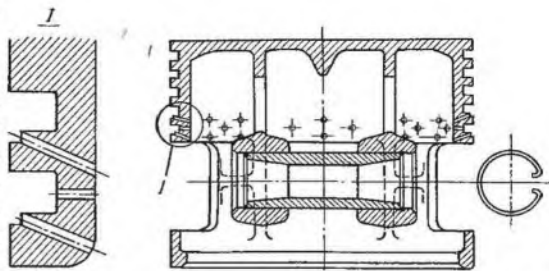
Расчет проводится также на выносливость в условиях знакопеременной нагрузки, аналогично расчету шатунного болта.

Штоки изготавливают из сталей 35, 40, 38ХА. Иногда применяются легированные стали с более высокими механическими свойствами. Штоки, подлежащие азотированию, изготавливают из сталей 35ХМЮА, 38ХМЮА или 35ХЮА.

## 6.6. ПОРШНИ

Применяемые в поршневых компрессорах поршни могут быть разделены на три группы: тройковые, дисковые и дифференциальные [24].

Рис. 6.28. Схема тронкового поршня



Тронковые поршни (рис. 6.28) применяются в ступенях одностороннего действия и соединяются с шатуном посредством поршневого пальца. В бескрейцкопфных компрессорах они воспринимают нормальные усилия, выполняя роль крейцкопфа, причем максимальное значение нормальной составляющей  $N_{\max}$  соответствует примерно началу нагнетания. Расчетное удельное давление на боковую поверхность поршня определяется по формуле

$$k_{\max} = N_{\max} / DH',$$

где  $D$  — диаметр поршня;  $H'$  — высота поршня за вычетом суммарной высоты канавок под кольца. Допускается  $k_{\max} = (0,15 \div 0,35)$  МПа, где большие значения принимаются для высокооборотных компрессоров. Полную высоту поршня  $H$  выбирают в пределах  $(0,8 \div 1,5) D$ .

Поршни, изображенные на рис. 6.28, применяют в основном на первой и второй ступенях компрессора. В последующих ступенях внутренний диаметр тронкового поршня уменьшается настолько, что не позволяет проворачиваться шатуну, а удельные давления на боковую поверхность поршня становятся недопустимо велики. Поэтому в ступенях более высокого давления применяют дифференциальные ступенчатые поршни, в которых расширенная часть служит либо крейцкопфом, либо поршнем первой или второй ступени. Для равномерности износа поршня ось пальца располагают так, чтобы она проходила через центр тяжести опорной поверхности.

Тронковые поршни первой и второй ступеней обычно выполняют с двумя уплотняющими кольцами, обращенными к плоскости сжатия, и двумя маслосъемными кольцами, предназначенными для удаления излишков масла, попадающего из картера при смазке разбрызгиванием. Избыток масла на поверхности цилиндра вызывает его перерасход, образование нагара на клапанах и в трубопроводах, отложение продуктов разложения масла в ресивере, что может явиться причиной взрывов в пневматических установках.

Маслосъемные кольца предпочтительнее размещать между уплотняющими кольцами и поршневым пальцем. При этом достигается лучшая смазка опорной поверхности поршня и более полный съем избытка масла. Перед маслосъемными кольцами на поршне делают кольцевые проточки с несколькими радиальными сверлениями по окружности для стока масла внутрь поршня.

Такие же сверления для стока масла делают в канавке нижнего маслоъемного кольца.

В качестве материала для изготовления тронковых поршней применяют чугун СЧ25 или СЧ30 и специальные алюминиевые сплавы. Для алюминиевых поршней характерны меньшая масса и меньший коэффициент трения, однако они уступают чугунным по износостойкости. Все поршни подвергают старению. При расчете на прочность днище поршня рассчитывают как сплошную круглую плиту, защемленную по периметру. Условное расчетное напряжение изгиба, возникающее по контуру заделки, определяется по формуле

$$\sigma_{из} = 0,68p_1r^2/s^3, \quad (6.4)$$

где  $p_1$  — максимальное давление в цилиндре, МПа;  $r$  — радиус заделки днища поршня, м;  $s$  — толщина днища, м.

Для чугунных поршней допустимое напряжение лежит в пределах от 30 до 35 МПа. Если поршень имеет ребра, то можно допускать напряжение до 100 МПа. Для поршней из алюминиевого сплава с ребрами  $\sigma_{из} = 50$  МПа, а без ребер — 15 МПа. Диаметральный зазор  $\delta$  между чугунным поршнем и цилиндром в холодном состоянии может быть принят округленно  $\delta = (0,8 \div 1,2) D/1000$ . Для алюминиевых поршней требуется зазор удвоенной величины.

Чистота обработки внешней поверхности тронкового поршня должна быть не ниже  $Ra0,63$ . Для лучшей приработки алюминиевых поршней применяют их графитирование.

Размеры поршневого пальца определяют исходя из допускаемого удельного давления  $k_{max}$  на проекцию рабочей поверхности пальца от наибольшей поршневой силы  $p_{max}$  ( $k_{max}$  не должно превышать 20 МПа)

$$k_{max} = p_{max}/dl,$$

где  $d$  — диаметр пальца, м;  $l$  — длина шатунного подшипника, выбираемая в пределах  $(1,1 \div 1,4) d$ , м.

Палец выполняют полым с внутренним диаметром  $d_0 = (0,6 \div 0,7) d$ . Напряжение в пальце от изгиба рассчитывают как для балки со свободно опертыми концами и с равномерно распределенной нагрузкой по длине шатунного подшипника.

Допустимые напряжения для углеродистой стали до 90 МПа, для легированной стали — до 150 МПа. Напряжение на срез должно быть меньше 50 МПа. Материалами для изготовления пальцев служат стали 45, 40Х, 30, 15Х и 15ХМА с последующей обработкой.

Наиболее целесообразно устройство пальца «плавающим», т. е. не закрепленным в бобышках поршня и имеющим возможность в них проворачиваться (для этого в бобышках чугунного поршня устанавливают бронзовые втулки). При таком исполнении есть возможность осуществить обильную смазку, которая подводится к бобышкам по сверлениям от маслоъемных колец.

Дисковые поршни (рис. 6.29) применяются только у крейскопфных машин. Литые чугунные поршни делают полыми, а днища связывают между собой ребрами. Во избежание возникновения литейных напряжений и усадочных раковин ребра не доходят до внутренней цилиндрической поверхности, образующей стенки поршня. В торцовых стенках поршня имеются специальные отверстия для удаления формовочной земли, которые закрывают пробками.

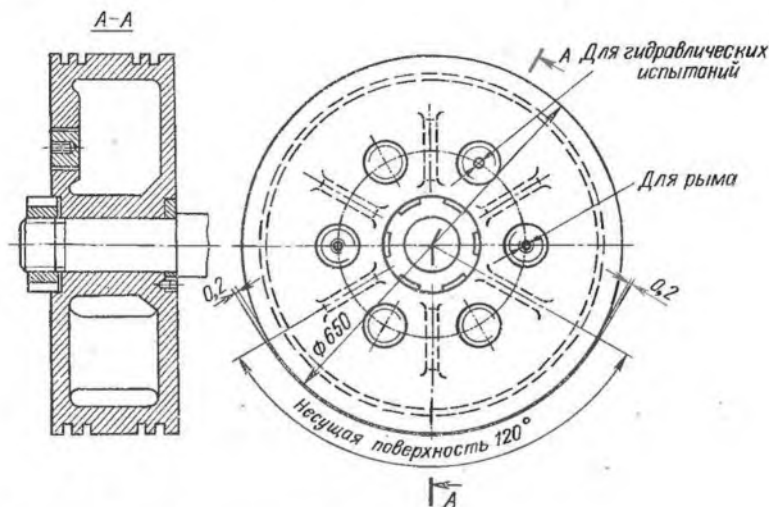


Рис. 6.29. Схема дискового поршня

Чугунные поршни применяют главным образом на второй и последующих ступенях компрессора, если нужно увеличить массу поршня для уравнивания силы инерции. Для ступеней низкого давления дисковые поршни выполняют сварными из стали или отливают из алюминиевых сплавов. Масса тех и других примерно составляет 0,6 массы чугунных поршней при прочих равных условиях. Для горизонтальных компрессоров поршни большого диаметра снабжают специальной несущей поверхностью. Для обеспечения возможности теплового расширения поршня несущую поверхность ограничивают углом  $90^\circ$  или  $120^\circ$ , обрабатывая этот участок по размеру цилиндра. Поршни с большими (более 1000 мм) диаметрами и массами подвешиваются на штоке. Подвеска поршня уменьшает износ и устраняет одностороннюю выработку поверхности цилиндра под влиянием веса поршня. При меньших диаметрах поршней рабочие поверхности заливают баббитом. У чугунных поршней заливка облегчает приработку, снижает износ и способствует восстановлению изношенной поверхности, а у стальных, кроме того, предотвращает надир.

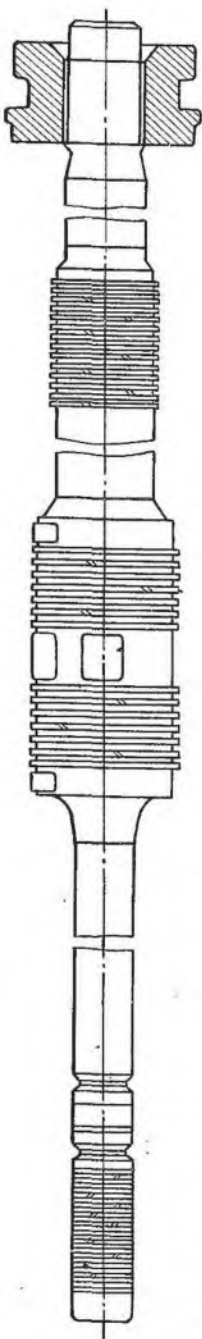


Рис. 6.30. Схема дифференциального поршня

Удельное давление  $k$  на несущую поверхность скользящего поршня в горизонтально расположенном цилиндре определяется по формуле

$$k = G/bH',$$

где  $G$  — суммарный вес поршня и половины штока,  $H'$ ;  $b$  — ширина несущей поверхности, м.

Во избежание значительного износа несущей поверхности удельное давление  $k$  не должно превышать 0,05 МПа. При баббитовой заливке его можно увеличить до 0,1 МПа.

Условное расчетное напряжение изгиба в плоских стенках дискового поршня определяется по формуле (6.4), где  $r$  — радиус эквивалентного круга, равного по площади сектору между двумя смежными ребрами. Предельное напряжение должно быть для чугуна 35 МПа, стали — 100 МПа, алюминиевого сплава — 15 МПа. Полые дисковые поршни подвергают гидравлическому испытанию внутренним давлением.

Дифференциальные поршни изготавливают цельными и составными. В горизонтальных компрессорах двухступенчатые дифференциальные поршни при большом их диаметре выполняют иногда подвешенными. Более сложные дифференциальные поршни, а также поршни средних и небольших диаметров делают скользящими. На рис. 6.30 представлены дифференциальные поршни второй, третьей и пятой ступеней компрессора. Поршни второй и третьей ступеней чугунные, смонтированы на штоке. Поршень пятой ступени наборный. Конструкция поршня с наборными кольцами приемлема только при условии плотного прилегания торцовых плоскостей.

В поршне наборной конструкции дистанционные кольца могут быть уплотнены давлением газа по принципу некомпенсированных площадей. Для этого контактные кольца должны служить опорой для головки поршня и воспринимать действующую на нее силу. Уплотнение по такому принципу показано на рис. 6.31.



Рис. 6.31. Схема избороного поршня

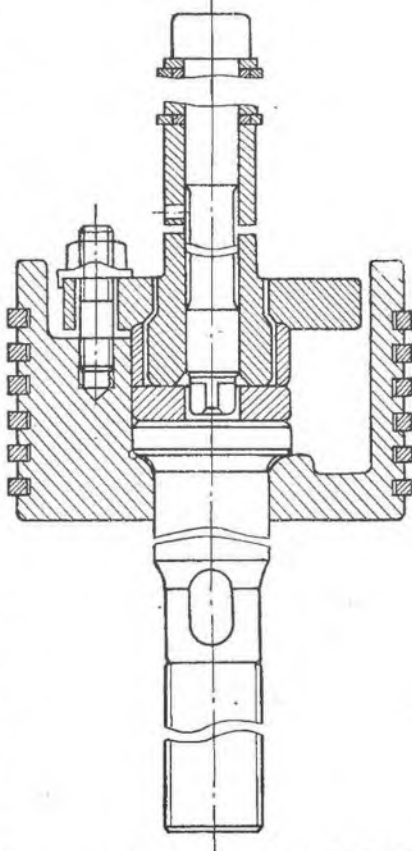
В последнее время дифференциальные поршни, как правило, выполняются для двух ступеней. В ступенях сверхвысокого давления применяются плунжеры из сверхпрочных сплавов.

### 6.7. ЦИЛИНДРЫ

Конструктивные формы цилиндров весьма многообразны и определяются следующими основными факторами: схемой компрессора, величиной максимального рабочего давления, устройством охлаждения, родом сжимаемого газа. При проектировании учитывают материал цилиндров, а также оборудование завода-изготовителя [33].

Цилиндры и крышки всех компрессоров для давлений до 7 МПа обычно изготавливаются путем отливки из серого или легированного чугуна; до 12 МПа — из магниевого (высокопрочного) чугуна с шаровидным графитом; до 25 МПа — из стали; для давлений до 40 МПа цилиндры выполняют коваными из углеродистой стали, для более высоких давлений — коваными из легированной стали. Чугунные цилиндры могут выполняться в виде отдельной отливки (одиночный цилиндр), либо в форме блока с несколькими цилиндрами. Отливка в виде блока удешевляет технологию обработки рабочих поверхностей, увеличивает жесткость всей машины. Однако блочные цилиндры сложнее отливать. Для размещения клапанов у них меньше места, чем у отдельных цилиндров. По конструктивному устройству цилиндры обычно бывают одно-, двух- и трехстенными. Наибольшее применение находят одностенные и двухстенные, так как отливки получаются сравнительно простыми.

Цилиндры должны быть достаточно жесткими. Их деформации усиливают износ рабочей поверхности зеркала цилиндра, поршня и поршневых колец и вызывают необходимость в увеличении зазора между цилиндром и поршнем. У бескрейцкопфных компрессоров последнее увеличивает унос масла из картера.



У компрессоров с воздушным охлаждением цилиндры выполняются одностенными и имеют на внешней поверхности продольные или кольцевые ребра. Они имеют меньшую жесткость, чем двухстенные с водяным охлаждением. Для уменьшения деформации цилиндра шпильки крепления его крышки должны быть расположены близко к стенке цилиндра.

Цилиндры оппозитных компрессоров с водяным охлаждением выполняются обычно двухстенными с водяной полостью в кольцевом пространстве между внутренней и внешней стенками (рис. 6.32).

Чугунные цилиндры компрессоров кроме рабочей полости имеют водяную рубашку, клапанные коробки и каналы, соединяющие их со всасывающим и нагнетательным патрубками, и представляют собой сложные отливки. Переднюю торцовую стенку цилиндров двойного действия, обращенную к раме, отливают иногда заодно с корпусом цилиндра, но целесообразнее выполнять ее в виде съемной крышки. Это дает возможность применения расточных станков, обеспечивающих необходимую точность обработки. Для низких и средних давлений в компрессорах средней и большой производительности чугунные цилиндры часто выполняют составными, состоящими из четырех частей: корпуса, двух конических крышек и мокрой втулки, омываемой водой. При этом существенно упрощается изготовление этих частей. Литейные и температурные напряжения в таких цилиндрах намного меньше, чем в цельных.

Составные цилиндры удобны с точки зрения унификации, так как путем замены мокрой втулки легко изменяется диаметр цилиндра. В многорядном компрессоре такие цилиндры устанавливаются вплотную друг к другу, при этом наклонно расположенные клапаны легко вынимаются.

Конструируя чугунные цилиндры следует избегать резких изменений толщины стенок (это может привести к возникновению усадочных раковин и значительных литейных напряжений). Сопряжения стенок надо выполнять скругленными — это увеличивает податливость стенок и уменьшает усадочные и температурные напряжения. Наличие ребер жесткости между внутренней и наружной стенками цилиндра увеличивает напряжения и приводит к образованию трещин.

Стальные литые и кованные цилиндры работают при более высоких давлениях. Поэтому во избежание концентрации напряжений им придают упрощенную конструктивную форму.

Рабочая поверхность цилиндров должна обладать высокой износоустойчивостью. Поэтому в чугунных и в стальных цилиндрах, материал которых склонен к образованию задиров, устанавливают втулки, отлитые из перлитного чугуна, обладающего более высокими антифрикционными свойствами и улучшенной структурой. Толщину втулок выбирают минимальной по условиям изготовления и сборки: при средних диаметрах — 8—10 мм

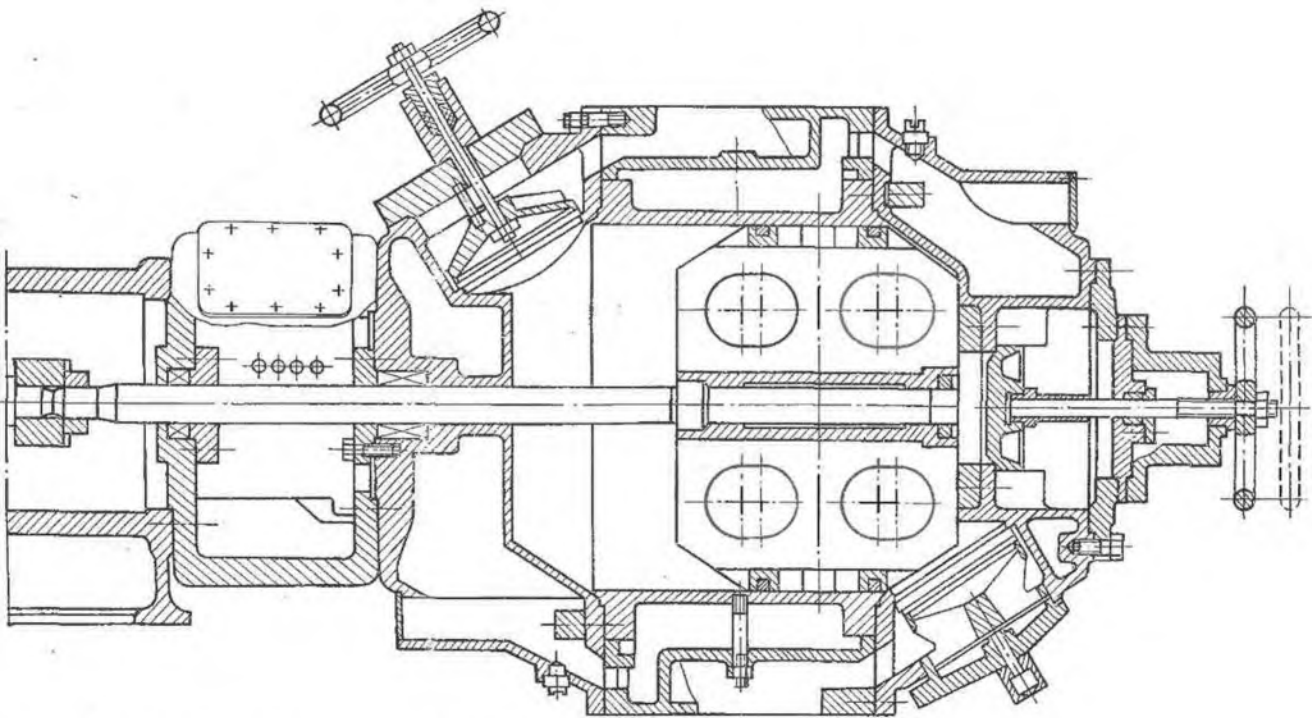


Рис. 6.32. Схема цилиндра оппозитного компрессора

и при больших — 16—25 мм. Для унификации корпусов цилиндров толщину втулок иногда увеличивают.

Проектируя цилиндры, необходимо учитывать следующее: какие выбраны всасывающие и нагнетательные клапаны, сколько их и где они будут размещены; как будет осуществляться смазка и охлаждение цилиндра; как будет выполнено уплотнение элементов цилиндра.

Выбирая и располагая клапаны, следует стремиться к тому, чтобы объем мертвого пространства в цилиндре был минимален, а сами клапаны были доступны при монтаже и демонтаже. Размещение всасывающих и нагнетательных клапанов производится по двум основным вариантам — в крышках цилиндров и в теле самого цилиндра. При первом варианте значительно упрощается конфигурация цилиндров и, следовательно, уменьшаются местные напряжения в стенках. Кроме того, в этом случае значение мертвого пространства цилиндров получается меньшим. Для изменения производительности компрессора часто предусматривают подсоединение к цилиндру дополнительного мертвого пространства. Добавляемый объем должен располагаться в крышке или в специальных карманах, отливаемых в стенках цилиндра.

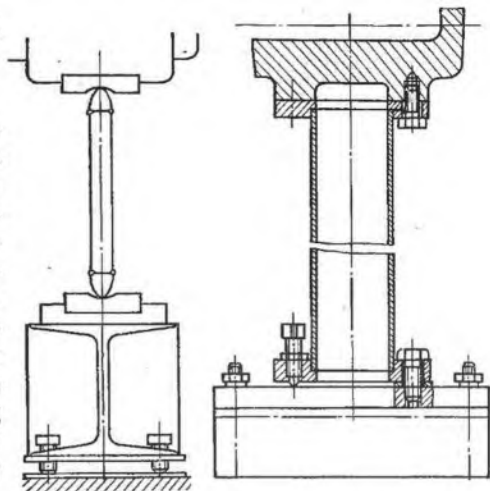
Смазка рабочей поверхности цилиндров (в случае принудительной подачи масла) осуществляется через штуцеры, ввинчиваемые в стенку цилиндра (втулки). Места установки штуцеров и их число зависят от размеров цилиндра, его расположения (вертикально, горизонтально) и типа поршня.

В цилиндрах двойного действия точки подвода масла располагают по длине цилиндра симметрично относительно среднего положения поршня на небольшом расстоянии друг от друга, а у цилиндров одностороннего действия — симметрично относительно среднего положения переднего поршневого кольца. У горизонтальных компрессоров штуцеры ставят в верхней части цилиндра, а при тяжелых скользящих поршнях предусматривают два дополнительных подвода масла снизу под углом 80—90° друг к другу. У вертикальных и У-образных компрессоров штуцеры располагают в верхней части цилиндров равномерно по окружности. Число смазочных штуцеров выбирают в пределах от 1 до 4 в зависимости от величины смазываемой поверхности.

Цилиндры с водяным охлаждением должны иметь патрубки или штуцеры для подвода и отвода воды. Для того, чтобы в водяной полости цилиндра не скапливался воздух, подвод воды делают в нижней части цилиндра, а отвод — в верхней. Цилиндры большого диаметра для равномерности охлаждения устраивают с двумя подводами и двумя отводами воды. Для очистки водяной полости предусматривают люки, через которые при отливке цилиндров извлекают формовочную землю.

Водяные полости цилиндра и крышки сообщаются между собой посредством съемных наружных патрубков или внутренних перепускных каналов в стыке цилиндра и крышки. Крышки крупных

Рис. 6.33. Схема опоры цилиндра: а — качающаяся; б — со стойкой из трубы



горизонтальных цилиндров обычно выполняют с независимым подводом и отводом охлаждающей воды. Если охлаждение осуществляется морской водой, то для предохранения стенок цилиндра от электрохимической коррозии применяются цинковые протекторы. Они имеют вид стержней или пластин и монтируются в полости охлаждающей рубашки.

Важное место при сборке цилиндров занимает уплотнение соединяемых деталей. Для ступеней среднего и высокого давления уплотнение цилиндров с крышками достигается постановкой между ними медных или алюминиевых прокладок, сжимаемых с помощью шпилек. В ступенях низкого давления применяют паронит, фибру, медноасбестовые прокладки. В последнее время часто (особенно для ступеней высокого давления) уплотнения достигают притиркой шлифованных поверхностей к уплотняющим поясам.

Следует иметь в виду, что аммиак сильно разъедает медь, а с ацетиленом медь образует взрывчатое соединение, поэтому для этих газов или для газовых смесей с содержанием их хотя бы в небольшом количестве медные прокладки применять нельзя.

Под действием осевых сил в цилиндрах компрессора возникают периодические упругие деформации. При наличии в ряду нескольких цилиндров эти деформации достигают 1 мм. В процессе работы в компрессоре возникают тепловые деформации до 4—6 мм. Для обеспечения свободы перемещения при упругих и тепловых деформациях в крупных горизонтальных компрессорах применяют подвижные опоры цилиндров скользящего, качающегося или гибкого типа.

Скользкая опора представляет собой хорошо обработанную лапу, с помощью которой цилиндр опирается на чугунную плиту, заделанную в фундамент. Для уменьшения сил трения в лапе предусматриваются канавки, в которые набивается смазка.

В качающейся опоре (рис. 6.33, а) цилиндр опирается на сухари или ножи. Сухари, устанавливаемые между лапой цилиндра и опорной плитой, принимают при перемещении цилиндра несколько наклонное положение. Опорные поверхности сухарей выполняются цилиндрическими с равным или несколько превышающим высоту сухаря радиусами, что придает устойчивость цилиндру,

не скрепленной с рамой. Смазку к опоре подают через отверстие в лапе цилиндра.

Опора ножевого типа состоит из вертикально расположенной пластины с опорными кромками, которые выполнены из стали высокой твердости и обработаны по малому радиусу, несколько меньшему, чем у призмы, с которыми они сопрягаются.

Гибкие опоры встречаются двух разновидностей: в форме трубы (рис. 6.33, б) и в форме листа. Опора в форме трубы имеет фланцы для присоединения к лапе цилиндра и к плите на фундаменте. Опора в форме листа имеет приваренные к листу полки, выполняющие ту же роль, что и фланцы у опоры в форме трубы.

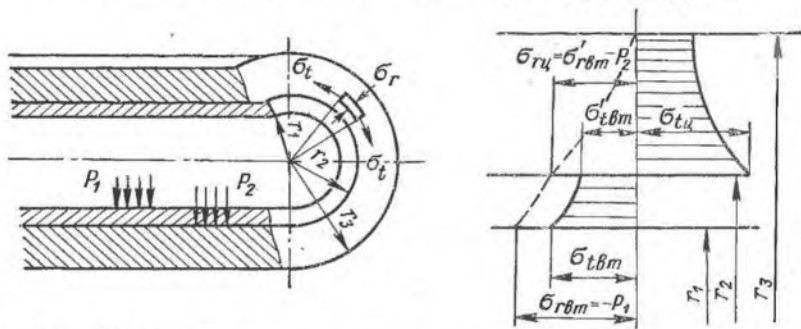


Рис. 6.34. Напряжение в толстостенном цилиндре с запрессованной втулкой

Гибкие опоры конструктивно более просты. Кроме того, они способны воспринимать усилия, направленные не только вниз, но и вверх. Такие силы могут возникать из-за неточности монтажа или вследствие тепловых деформаций трубопроводов.

В случаях, когда боковые смещения цилиндров должны быть исключены, рекомендуется применять опору в виде листа, а если необходимо предусмотреть возможность как продольных, так и поперечных перемещений, то лучше использовать опору в форме трубы.

**Расчет цилиндров и втулок.** Определение толщины стенок литого чугунного цилиндра не поддается точному расчету. Существуют эмпирические зависимости, полученные опытным путем, но гарантирующие достаточную прочность и жесткость цилиндра. В зависимости от давления толщина стенки определяется по следующим зависимостям:  $s = D/50 + 0,01$  для  $p_1 = 0,2 \div 0,3$  МПа;  $s = D/50 + 0,015$  для  $p_1 = 0,3 \div 0,6$  МПа;  $s = p/40 + 0,015$  для  $p_1 = 0,6 \div 0,8$  МПа;  $s = (D p_1 / 2 [\sigma]_p) + 0,008$  для  $p_1 = 4,0 \div 7,0$  МПа при отливке из легированного чугуна, где  $s$  — толщина стенки цилиндра, м;  $D$  — внутренний диаметр цилиндра, м;  $p_1$  — наибольшее внутреннее избыточное давление, МПа;  $[\sigma]_p = 22 \div 35$  — допустимое напряжение растяжения в зависимости от марки легированного чугуна, МПа.

Толщину стенок водяной рубашки обычно принимают  $s' = 0,8s$ ; толщину фланцев  $s'' = 1,4s$ , причем  $s'' \geq 1,2d_0$ , где  $d_0$  — диаметр шпилек. Окончательная толщина фланцев устанавливается расчетом на изгиб силой, растягивающей шпильки.

Наибольшее напряжение возникает на внутренней поверхности цилиндра. Для цилиндра постоянной толщины нормальные напряжения в касательном направлении  $\sigma_t = p_1 (R_2^2 + R_1^2)/(R_2^2 - R_1^2)$ ; в радиальном направлении  $\sigma_r = -p_1$ , где  $R_1$  и  $R_2$  — внутренний и наружный радиусы цилиндра, м.

В случае цилиндра с втулкой первоначально определяют давление на поверхности их контакта, вызываемое совместным действием натяга при посадке втулки и давлением газа в цилиндре, а затем находят напряжения, возникающие в цилиндре и втулке. При одинаковом материале цилиндра и втулки

$$p_2 = \frac{\frac{\delta}{4R^2} E (R_2^2 - R_1^2) + p_1 R_1^2}{R_2^2 (R_3^2 - R_1^2)/(R_3^2 - R_2^2)},$$

где  $R_1, R_2, R_3$  — радиусы, м, показанные на рис. 6.34;  $\delta$  — диаметральный натяг, м;  $E$  — модуль упругости на растяжение материала, МПа.

При различных материалах цилиндра и втулки

$$p_2 = \frac{\frac{\delta}{2R_2} E_1 (R_2^2 - R_1^2) + 2p_1 R_1^2}{E_1 (R_1^2 - R_1^2) \left[ \frac{1}{E_1} \left( \frac{R_1^2 + R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} - \mu \right) + \frac{1}{E_2} \left( \frac{R_2^2 + R_3^2}{R_3^2 - R_2^2} + \mu_2 \right) \right]},$$

где  $E_1$  и  $E_2$  — модули упругости для материалов втулки и цилиндра;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  — коэффициенты Пуассона, соответственно для материалов втулки и цилиндра.

Величины нормальных напряжений, возникающих в стенках цилиндра и втулки в касательном и радиальном направлении, определяются по формулам:

на внутренней поверхности цилиндра

$$\sigma_{tц} = p_2 (R_2^2 + R_3^2)/(R_3^2 - R_2^2) \text{ и } \sigma_{rц} = -p_2;$$

на внутренней поверхности втулки

$$\sigma_{tвт} = \frac{p_1 (R_1^2 + R_2^2) - 2p_2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \text{ и } \sigma_{rвт} = -p_1;$$

на внешней поверхности втулки

$$\sigma'_{tвт} = \frac{2p_1 R_1^2 - p_2 (R_1^2 + R_2^2)}{R_2^2 - R_1^2} \text{ и } \sigma'_{rвт} = -p_2.$$

Прочность цилиндра и втулки определяется по величине эквивалентного напряжения, которое находится по формуле

$$\sigma_{\text{эkv}} = \sigma_t - \nu\sigma_r,$$

где  $\nu \doteq \sigma_{\text{т. р}}/\sigma_{\text{т. сж}}$  — отношение пределов текучести материала при растяжении  $\sigma_{\text{т. р}}$  и сжатии  $\sigma_{\text{т. сж}}$  или отношение пределов прочности материала при растяжении  $\sigma_{\text{в. р}}$  и сжатии  $\sigma_{\text{в. сж}}$ .

Расчет стальных цилиндров следует производить по пределу текучести, причем для большинства сортов стали  $\nu = 1$ . Расчет чугунных цилиндров ведут по пределу прочности, причем для серых и легированных чугунов  $\nu = 0,3$ . Величины эквивалентных напряжений для чугунных цилиндров должны быть не выше 20÷35 МПа. Для мокрых втулок допускаются напряжения 30—50 МПа и для сухих — 60—80 МПа.

Ввиду пульсирующего характера нагрузки запас прочности при расчете стальных цилиндров высокого давления выбирают с учетом усталостной характеристики материала, исходя из предела текучести  $n_{\text{т}} = \sigma_{\text{т}}/\sigma_{\text{эkv}}$ .



ОРГАНЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ  
В ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ7.1. ПРИНУДИТЕЛЬНОЕ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ  
И САМОДЕЙСТВУЮЩИЕ КЛАПАНЫ

Рабочие процессы в ступени поршневого компрессора состоят из периодически повторяющихся процессов расширения газа из мертвого пространства, всасывания свежего газа, сжатия и нагнетания. Органы газораспределения предназначены для присоединения рабочей камеры к полостям всасывания и нагнетания во время протекания соответствующих процессов и отсоединения камеры от названных полостей при сжатии и расширении газа.

Органы газораспределения могут быть принудительного действия и самодействующие. Для выяснения их принципа действия рассмотрим индикаторную диаграмму одноступенчатого почти идеального компрессора, предназначенного для сжатия газа от некоторого начального давления  $p_n$  до некоторого конечного давления  $p_k$ .

Под почти идеальным компрессором в данном случае будем понимать компрессор, имеющий мертвое пространство и идеальный в других отношениях. Индикаторная диаграмма такого компрессора приведена на рис. 7.1. Выясним, как должна быть организована работа принудительного газораспределения в этом идеализированном случае.

Процесс всасывания при постоянном давлении  $p_n$  должен завершаться при максимальном объеме рабочей камеры, т. е. в точке 1. Для компрессора простого действия с тронковым поршнем это будет НМТ. Ей соответствует угол поворота коленчатого вала на  $180^\circ$ . При таком положении вала должно произойти отсоединение рабочей камеры от камеры всасывания (это может быть сделано принудительно с помощью механизма, кинематически связанного с валом компрессора). При дальнейшем увеличении угла поворота  $\varphi$  объем рабочей камеры будет уменьшаться, а давление в ней расти до конечного давления  $p_k$ . Конкретное значение  $\varphi$  в нашем случае будет зависеть от показателя политропы сжатия, относительного мертвого пространства и отношения давления  $p_k/p_n$ . В этот момент следует соединить рабочую камеру с камерой нагнетания, что и должен обеспечить механизм принудительного газораспределения. Процесс нагнетания газа будет длиться пока поршень не достигнет крайнего левого положения (ВМТ). Ему соответствует угол поворота  $\varphi_3 = 0^\circ$ , при котором должен закрыться нагнетательный клапан. В дальнейшем будет происходить расширение газа из мертвого пространства, давление в рабочей камере будет падать и при некотором угле поворота  $\varphi_4$  окажется равным начальному давлению  $p_n$ . Конкретное значение

угла  $\varphi_4$  также будет определяться показателем политропы расширения, относительным мертвым пространством и отношением давлений. При повороте вала компрессора на угол  $\varphi_4$  механизм принудительного газораспределения должен открыть всасывающий клапан. В этом случае важным является то обстоятельство, что открытие и закрытие клапанов или окон происходит в фиксированные моменты, которым соответствуют фиксированные значения углов  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ . Углы  $\varphi_2$  и  $\varphi_4$  рассчитывают для номинального (расчетного) режима работы.

Газораспределение может быть осуществлено и другим способом, а именно: посредством самодействующих клапанов. Прин-

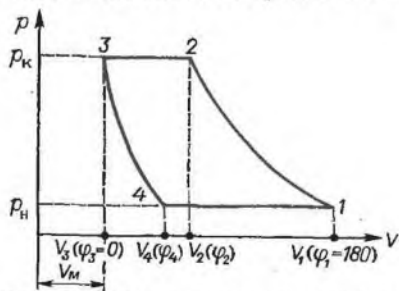


Рис. 7.1. Схематизированная индикаторная диаграмма:

1 — закрытия всасывающего клапана; 2 — открытия нагнетательного клапана; 3 — закрытия нагнетательного клапана; 4 — открытия всасывающего клапана

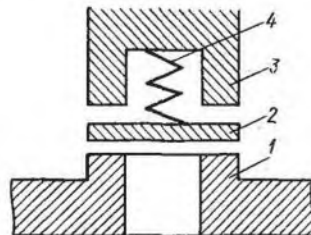


Рис. 7.2. Схема самодействующего клапана:

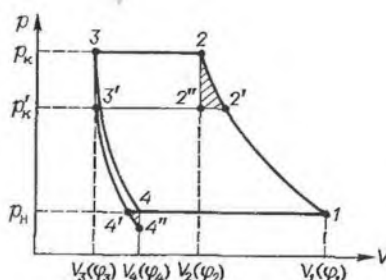
1 — седло; 2 — пластина; 3 — ограничитель подъема; 4 — пружина

цип их работы может быть пояснен с помощью клапана, схематически изображенного на рис. 7.2. Клапан состоит из седла 1 с отверстием для прохода газа, пластины 2, ограничителя подъема пластины 3 и пружины 4.

Рассмотрим работу нагнетательного клапана. Как только давление в рабочей камере при сжатии достигнет конечного давления  $p_k$  и затем несколько превысит его, пластина, которая была прижата к седлу давлением в камере нагнетания и пружины, оторвется от седла и будет затем прижата к ограничителю потоком нагнетаемого газа. По завершении процесса нагнетания пластина под действием пружины вернется на седло и разобьет рабочую камеру и камеру нагнетания. Будем предполагать, что открытие и закрытие клапана происходит мгновенно под действием бесконечно малых усилий со стороны газа и пружины, и течение газа через клапан происходит без потерь давления. Если в крышке компрессора расположить такие клапаны (всасывающий и нагнетательный), то их открытие и закрытие будет происходить при тех же углах поворота вала —  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ , но уже без участия какого-либо специального механизма.

Газораспределение с помощью самодействующих клапанов обладает тем преимуществом, что не требует специальных механиз-

Рис. 7.3. Индикаторные диаграммы ступеней с принудительным газораспределением на расчетном и нерасчетном режимах



мов газораспределения. Но это не единственное преимущество самодействующих клапанов. Уже было отмечено, что при нахождении углов  $\varphi_2$  и  $\varphi_4$ , значения которых необходимы для проектирования механизма принудительного газораспределения, исходят из того, что начальное  $p_n$  и конечное  $p_k$  давления известны и равны некоторым расчетным (номинальным) давлениям. На практике, однако, поршневые компрессоры не всегда работают на расчетном режиме. Большую часть времени многие компрессоры общего назначения работают на нерасчетных режимах. Сравним теперь работу компрессора с принудительным газораспределением и компрессора с самодействующими клапанами на нерасчетном режиме. Предположим, что фактическое конечное давление  $p'_k$  ниже расчетного  $p_k$  (рис. 7.3). При принудительном газораспределении процесс сжатия начнется в точке 1. Через некоторое время давление в цилиндре компрессора достигнет давления  $p'_k$ , однако нагнетательный клапан (или окно) еще будет закрыт. Сжатие газа будет продолжаться пока угол поворота вала компрессора не станет равным  $\varphi_2$ . Давление в цилиндре при этом  $p_k > p'_k$ . После открытия нагнетательного клапана давление в цилиндре упадет (теоретически мгновенно) до давления  $p'_k$ . Затем будет происходить нагнетание газа до тех пор, пока поршень не достигнет ВМТ. Здесь нагнетательный клапан закроется и далее будет иметь место расширение газа. Когда давление в рабочей камере сравняется с давлением  $p_n$ , всасывающий клапан еще будет закрыт и откроется лишь при угле  $\varphi_4$ , когда давление в цилиндре будет ниже  $p_n$ . После открытия всасывающего клапана давление в цилиндре поднимется до  $p_n$  и начнется процесс всасывания. Если бы компрессор был оснащен самодействующими клапанами, то процесс нагнетания начался бы сразу, как только давление в цилиндре достигло давления  $p'_k$ , то есть в точке 2' и завершился бы, как и при принудительном газораспределении, в точке 3'. Аналогично процесс всасывания начался бы в точке 4' и закончился в точке 1. Если сравнить индикаторные работы в случае принудительного газораспределения и с помощью самодействующих клапанов, то легко прийти к выводу, что в первом случае эта работа, на величину, соответствующую заштрихованной на рисунке площади, больше. Работа компрессора с принудительным газораспределением на нерасчетных режимах менее экономична, чем в случае, когда газораспределение осуществляется самодействующими клапанами. То же справедливо и для других нерасчетных режимов,

когда  $p_k' > p_{н_1}$ , или  $p_k' > p_{н_2}$ , или же  $p_k' < p_{н_1}$ , в чем читатель может убедиться самостоятельно, проделав соответствующие построения.

По этим двум причинам принудительное газораспределение применяется крайне редко и только в машинах специального назначения.

## 7.2. КОНСТРУКЦИИ САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНОВ

Самодельствующие клапаны принадлежат к числу наиболее ответственных узлов поршневых компрессоров. Они оказывают существенное влияние на две важнейшие характеристики всякого поршневого компрессора — экономичность работы и надежность. К ним предъявляется ряд требований, удовлетворить которые одновременно не представляется возможным. Разные требования к клапанам и условиям их работы привели к появлению самых различных конструкций клапанов. Рассмотрим требования, предъявляемые к клапанам, и лишь те из конструкций, которые находят наиболее широкое применение.

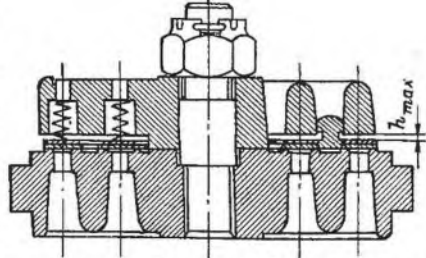
Клапаны должны оказывать по возможности малое газодинамическое сопротивление потоку протекающего через них газа; иметь развитое проходное сечение; открываться под действием небольшой разности давлений до и после клапана, а в открытом состоянии работать без вибраций подвижных элементов. Отступление от этого требования ведет к увеличению энергии, затрачиваемой на проталкивание газа, и снижению экономичности работы компрессора.

Закрытие клапана (посадка замыкающего элемента на седло) под действием пружинящего элемента должно происходить своевременно, т. е. в момент, когда разность давлений до и после клапана становится равной нулю. Если всасывающий клапан работает с запаздыванием, то часть газа до начала процесса сжатия вытесняется обратно во всасывающую камеру, что приводит к уменьшению производительности и росту удельной работы ступени. При запаздывании с закрытием нагнетательного клапана часть сжатого газа из камеры нагнетания возвращается в рабочую камеру, что приводит к снижению производительности и росту удельной работы. Перетечки газа из-за запаздывания обуславливают так называемую «динамическую неплотность клапана», названную так потому, что она вызвана несовершенством динамики движения пластины клапана.

В закрытом состоянии клапан должен обеспечивать герметичность рабочей камеры. Перетечки газа через закрытый клапан, вызванные недостаточно плотным прилеганием пластины к седлу, обуславливают так называемую «статическую неплотность» клапана, также вызывающую снижение производительности ступени и рост удельной работы.

Клапаны должны иметь малый объем мертвого пространства, так как всякое мертвое пространство снижает производительность

Рис. 7.4. Схема кольцевого клапана



ступени. Пластины и пружины клапанов (либо только пластины при самопружинящих закрывающих органах) должны обладать достаточной прочностью, т. е. они должны в течение длительного времени выдерживать статические и динамические (ударные) нагрузки, возникающие при работе клапана. Иными словами, клапан должен обладать требуемой надежностью, т. е. сохранять работоспособность в течение заданной наработки, оговоренной в нормативно-технической документации. Недостаточная надежность клапанов влечет за собой увеличение эксплуатационных расходов, уменьшение объема выпускаемой продукции в случаях, когда компрессор участвует в технологическом процессе, и т. п. В условиях эксплуатации клапаны должны обеспечивать удобство монтажа, демонтажа и ремонта. Таким образом, главные требования, предъявляемые клапанам, связаны с обеспечением экономичной и надежной работы компрессора.

В современных поршневых компрессорах затраты мощности на преодоление сопротивлений клапанов составляют около 10 % от номинальной. В ряде случаев, в частности, в передвижных и специальных (высокого давления) компрессорах эти затраты достигают 20—30 % от общей мощности. Снижение этих затрат, учитывая огромный парк поршневых компрессоров в народном хозяйстве страны, является актуальной задачей.

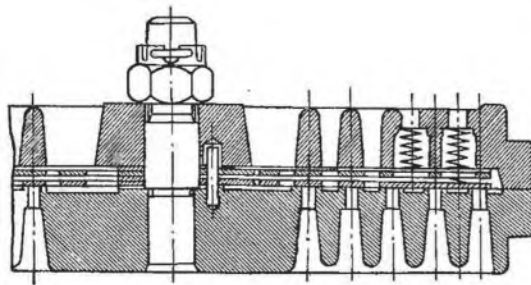
Не менее актуальна проблема повышения надежности клапанов. Как показывает опыт эксплуатации поршневых компрессоров, наибольшее число вынужденных их простоев вызвано отказами клапанов.

Создать клапан, полностью отвечающий перечисленным выше требованиям, непросто. При их проектировании трудности возникают по мере увеличения частоты вращения вала, средней скорости поршня, плотности газа, т. е. когда вступают во все большее противоречие требования экономичности и надежности.

Многообразие предъявляемых клапанам требований было причиной появления весьма различных конструкций самодействующих клапанов.

Кольцевые клапаны. Они состоят из седла с концентрическими каналами для прохода газа, соединенными радиальными перемычками, кольцевых пластин, перекрывающих эти каналы, и ограничителя подъема пластин, который также имеет концентрические каналы, сдвинутые относительно каналов седла по диаметру клапана (рис. 7.4). В ограничителе подъема расположены пружины, прижимающие пластины к седлу и закрывающие клапан. Весь клапан стянут шпилькой, расположенной в центре. В огра-

Рис. 7.5. Схема дискового клапана



ничителе или седле выполнены бурты для направления пластины при ее движении. Для предотвращения проворачивания деталей друг относительно друга имеется фиксирующий

штифт. Кольцевые клапаны могут выполняться либо с кольцевой, концентрически расположенной спиральной пружиной, отдельной для каждой пластины (при малых посадочных диаметрах), либо с точечными пружинами, размещенными по окружности каждого кольца. Последний вариант предусмотрен для клапанов в одно-пятикольцевом исполнении при больших посадочных диаметрах. В этом случае, несмотря на некоторое усложнение изготовления клапанов, обеспечивается их большая надежность при эксплуатации.

С увеличением быстроходности компрессоров возрастают ударные нагрузки в пластинах. При этом, с одной стороны, чаще наступает разрушение пластин, с другой — пластина, ударившись об ограничитель, отскакивает от него и некоторое время совершает колебательные движения между седлом и ограничителем, мешая тем самым проходу газа в клапане. Для смягчения силы удара кольцевые пластины иногда делают сдвоенными, причем верхнее кольцо, находящееся со стороны ограничителя, является демпфирующим. С этой же целью делают демпфирующие устройства в виде газовых камер. В ограничителе подъема пластины могут быть устроены кольцевые канавки, в которые с малым зазором входят пластины. При подъеме пластин замкнутый там газ образует упругую подушку, а при выходе пластин из канавки там создается разрежение. Эти мероприятия увеличивают наработку клапана до отказа и тем самым надежность компрессора.

Кольцевые клапаны просты в изготовлении, обладают высокой плотностью, сравнительно малым мертвым пространством, позволяют использовать простое устройство для изменения производительности компрессора отжимом пластин. Однако из-за невысокой эффективности (низкое значение эквивалентной площади) кольцевые клапаны в настоящее время применяются в основном на ступенях среднего и высокого давления, в компрессорах, сжимающих легкотекучий газ (водород, гелий и пр.), также в компрессорах без смазки и сжимающих сильно загрязненные газы (природный, коксовый и др.).

Дисковые клапаны. Эти клапаны (рис. 7.5) отличаются от кольцевых конструктивно лишь тем, что кольца закрывающих пластин соединены перемычками и образуют диск. В клапанах малого диа-

метра пластина, поднимаемая, скользит по выступу ограничителя, а в клапанах большого диаметра диск закрывающей пластины защемляют в центре. В последнем случае при открытии клапана он прогибается, и трения пластины о направляющие бурты не происходит.

Клапаны имеют одну или несколько дисковых пружин, которые служат для увеличения общей жесткости всех пружинящихся элементов к концу открытия клапана. Иногда в клапане дополнительно устанавливают несколько точечных витых пружин для создания некоторого предварительного натяга. Для уменьше-

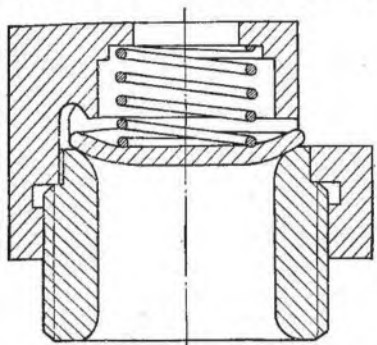


Рис. 7.6. Схема тарельчатого клапана

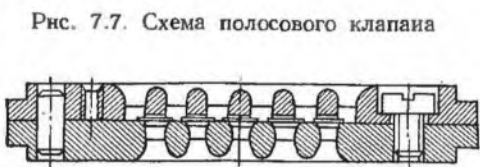


Рис. 7.7. Схема полосового клапана

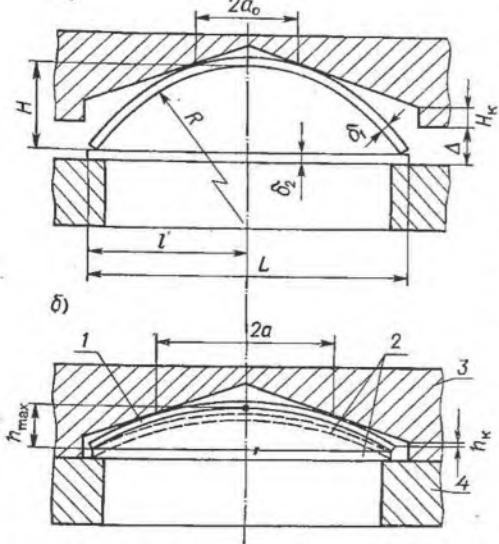
ния силы удара пластины об ограничитель и гашения ее вибрации над рабочей пластиной устанавливается упругая пластина, называемая демпферной.

Дисковые клапаны сложнее по конструкции, чем кольцевые, требуют большей трудоемкости при изготовлении, но в то же время они более эффективны, так как при тех же посадочных диаметрах в дисковых клапанах может быть выполнено большее число каналов и колец меньшей ширины, тем самым увеличено проходное сечение. Наличие плоских пружин позволяет уменьшить высоту ограничителя подъема пластины и, в случае всасывающего клапана, уменьшить мертвое пространство.

**Тарельчатые клапаны.** Конструкция сферического тарельчатого клапана представлена на рис. 7.6. Он состоит из седла, имеющего плавно закругленную уплотняющую кромку, тарелки клапана, обычно штампованной из листа, поверхность которой представляет собой сопряжение сферической наружной части с плоской центральной, поджимающей пружины, и ограничителя подъема пластины. Тарельчатые клапаны выполняются также с плоской тарелкой.

Сферические тарельчатые клапаны отличаются высокой плотностью, прочностью и малыми размерами. Они применяются преимущественно в компрессорах высокого давления и сравнительно малой производительности. Из соображений унификации ими оснащаются и ступени низкого давления, где для обеспечения необходимого проходного сечения их располагают группами по

Рис. 7.8. Полосовой клапан с упругим ограничителем: а — положение элементов перед сборкой; б — клапан в сборе



несколько клапанов в клапанных досках.

К недостаткам тарельчатых клапанов следует отнести плохое использование располагаемой площади, следствием чего являются повышенные потери давления и большое мертвое пространство. В силу этих причин их применение ограничено.

Полосовые клапаны. Они применяются в основном в компрессорах

малой и средней производительности при низких давлениях. Обладая такими положительными качествами, как высокая плотность в закрытом состоянии и малое мертвое пространство, они нашли широкое применение в холодильных компрессорах. Полосовой клапан (рис. 7.7) состоит из седла с прямыми каналами, которые закрываются пластинами прямоугольной формы, изготовленными из пружинной стали. Ограничитель подъема пластин имеет вогнутую форму. Пластины, имеющие малую толщину, под давлением газа выгибаются по форме ограничителя. Концы пластин находятся в направляющих гнездах. Для предотвращения продольного сдвига пластин служат шпонки или ограничивающие планки.

В полосовом клапане сечение седла используется по длине не в одинаковой мере, так как высота щели для прохода газа мала у концов и максимальна в центре. Подъем пластины в средней части ограничивается из соображений надежности клапана.

За последнее время на кафедре компрессоростроения ЛПИ им. М. И. Калинина разработана конструкция полосового клапана с упругим ограничителем, отличительной особенностью которой является пониженное газодинамическое сопротивление при высоких плотностях и надежности работы. Клапаны нашли широкое распространение на компрессорах со смазкой и без смазки малой и средней производительности, с частотой вращения вала до  $35 \text{ с}^{-1}$  при конечных давлениях до 15 МПа.

Принципиальная конструкция клапана показана на рис. 7.8. Клапан состоит из седла 4, клапанных пластин 2 и комбинированного ограничителя подъема, представляющего собой совокупность жесткого ограничителя подъема 3 с профилированной внутренней



рабочей поверхности стью и изогнутых по радиусу пружинных элементов  $l$ . Концы пружинного элемента опираются на пластину; при этом контакт пружины с жестким ограничителем осуществляется в двух зонах на расстоянии  $2a$ . В процессе сборки пружинный элемент клапана деформируется на величину  $\Delta$ , что приводит к изменению расстояния между опорами от  $2a_0$  до  $2a$  и к появлению усилий предварительного натяга, действующих на концы пластины клапана. При этом в средней части между пружинным элементом и жестким ограничителем всегда гарантируется зазор  $(0,2—0,25) h_{\max}$ , где  $h_{\max}$  — максимальная высота подъема средней точки пластины клапана.

В зависимости от величины предварительного натяга пружинного элемента, его жесткости и жесткости пластины ее концы при работе клапана могут оставаться неподвижными в вертикальном направлении или же подниматься на предельную высоту  $h_m$ . Под действием перепада давления пластина прогибается, обкатывается по пружинному элементу, вследствие чего отсутствует удар центральной точки пластины в момент контакта с пружинным элементом клапана. Благодаря данной особенности динамики пластины надежность клапана увеличена на порядок по сравнению с полосовыми клапанами обычной конструкции.

Проходное сечение в открытой щели клапана образуется в виде совокупности прямоугольника и сегмента, суммарная площадь которых находится в соответствии с уравнением

$$f_{\text{щ}} = \frac{2}{3} zL (h_n + 2h_{\max}),$$

где  $z$  — число пластин в клапане;  $L$  — длина пластины.

Для полосового клапана обычной конструкции  $h_n \approx 0$ , поэтому отношение сечений в щели

$$\frac{f_{\text{щ}}}{f_c} = \frac{h_n + 2h_{\max}}{2h_{\max}} = 1 + \frac{1}{2} \frac{h_n}{h_{\max}}.$$

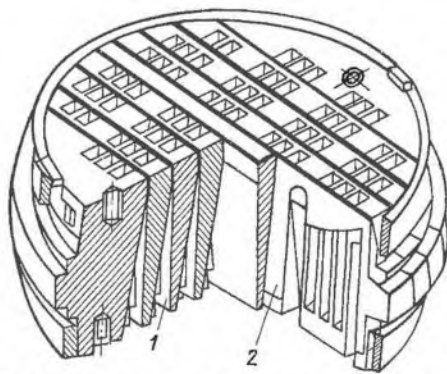
В реально выполненных конструкциях отношение  $h_n/h_{\max} = 0,3 \div 0,5$ , что соответствует увеличению геометрического проходного сечения в щели полосового клапана с упругим ограничителем на 15—25%. Для клапанов данного типа коэффициент расхода, входящий в уравнение для определения эквивалентной площади клапана, определяется уравнением

$$\mu = 0,7 \frac{1 + \beta}{1 + 6\beta^{1,6}},$$

где  $\beta$  — текущее отношение площади сечения в щели  $f_{\text{щ}}$  к площади прохода в седле  $f_c$  клапана.

Основные геометрические размеры элементов клапана выбираются на основании предварительных газодинамических и прочностных расчетов и уточняются при проведении численного эксперимента с помощью математической модели клапана.

Рис. 7.9. Схема прямооточного клапана



**Прямоточные клапаны.** Рассмотрим конструкцию прямооточных клапанов на примере клапана ПИК-А (рис. 7.9). Клапан представляет собой набор однотипных элементов, состоящих из седла и упругой пластины. Седло имеет с одной стороны проточные каналы для

прохода газа, разделенные перемычками, с другой стороны — клиновидный скос, служащий ограничителем хода пластины при открытии клапана. Пластина состоит из нескольких язычков, связанных общей перемычкой. Каждый замыкающий элемент перекрывает в седле два—четыре канала. Между группами перекрываемых язычками пластины каналов выполнены специальные пазы, служащие дополнительными боковыми каналами для прохода газа в открытом клапане. Это позволяет увеличить проходное сечение щели и снизить скорость газа в самом узком сечении клапана.

Пластина зажимается по П-образному контуру между соседними седлами так, что ее язычки могут под действием перепада давлений отгибаться до ограничителя подъема. Пластины, зажатые между седлами, не могут смещаться в бок и практически не изнашиваются.

Прямоточные клапаны широко применяются на воздушных компрессорах общего назначения, а также на первых ступенях компрессоров среднего и высокого давлений при перепаде давления на клапане не более 4 МПа.

Использование прямооточных клапанов в крупных компрессорах общего назначения по сравнению с кольцевыми и дисковыми клапанами позволяет уменьшить расход мощности для привода компрессора на 8—12 % и увеличить производительность на 6—10 %.

Отсутствие трения при движении пластин в клапане позволяет применять прямооточные клапаны на компрессорах, работающих без смазки цилиндров. Для работы на загрязненных и коксующихся газах, а также на легкотекучих газах применять прямооточные клапаны не рекомендуется.

### 7.3. ТЕОРИЯ САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНОВ

Выбор конструкции клапана при проектировании поршневого компрессора необходимо проводить на основании рекомендуемых областей применения (по частоте вращения вала, воспринимаемому перепаду давлений и т. д.) и условий эксплуатации. Иногда