

один и тот же компрессор оснащается клапанами принципиально разных конструкций (например, прямоточными в ступенях низкого и среднего давления и кольцевыми в остальных ступенях). Целью расчета клапанов является прогнозирование потерь давления в них и соответствующего увеличения мощности, а также оценка их надежности. Расчет клапанов может проводиться с различной точностью. Иногда он сводится лишь к оценке средней скорости течения газа в наиболее узком сечении клапана, или ограничивается только расчетом дополнительных затрат мощности на преодоление газодинамических сопротивлений в клапанах.

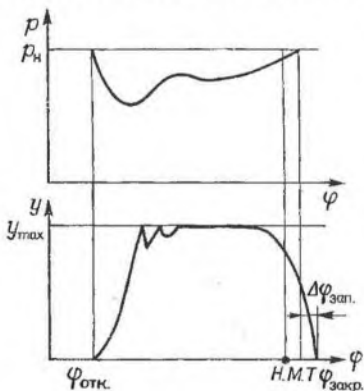


Рис. 7.10. Диаграмма потерь давления и перемещения пластины клапана

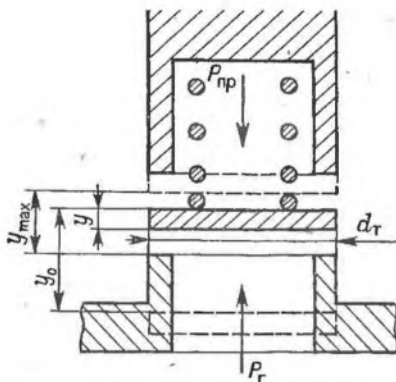


Рис. 7.11. Схема к расчету клапана

Наиболее полный расчет заключается в нахождении потерь давления в клапане как функции угла поворота вала и диаграммы движения замыкающего элемента. Часть развернутой по углу поворота индикаторной диаграммы, соответствующая участку всасывания (диаграмма потерь давления), и диаграмма движения замыкающего элемента всасывающего клапана изображены на рис. 7.10. На диаграммах отмечены угол начала открывания клапана  $\varphi_{откр}$ , НМТ, угол закрытия  $\varphi_{закр}$  и угол запаздывания в закрытии  $\Delta\varphi_{зап}$ . Имея диаграмму потерь давления в клапане, сравнительно легко рассчитать и требуемую дополнительную мощность. Диаграмма движения пластины позволяет судить о полноте открытия клапана, своевременности его закрытия (при сопоставлении с диаграммой потерь), скоростях соударения пластины с ограничителем и седлом, которые определяют величину динамических (ударных) нагрузок на пластину и тем самым и надежность клапана.

Наиболее полную информацию о работе клапана дают экспериментально записанные диаграммы потерь давления и движения пластин. Этот способ трудоемок, особенно в ступенях высокого давления, поэтому он используется для проверки правильности

принятых конструктивных решений при экспериментальных исследованиях компрессоров, как правило, в лабораторных условиях.

Очевидна целесообразность разработки теоретического метода расчета указанных диаграмм и построения на его основе методики определения основных параметров клапана. Это равносильно построению математической модели работы клапана и ее использованию при его расчете. Такая математическая модель не может учесть всего разнообразия факторов, влияющих на работу клапанов, тем не менее она весьма полезна, если будет отражать влияние наиболее существенных из них. В этом случае расчеты по математической модели дают результаты с удовлетворительной точностью.

**Упрощенная математическая модель клапана.** Построение математической модели клапана проследим на простом примере. Рассмотрим тарельчатый клапан (рис. 7.11), плоская тарелка которого находится в произвольном положении между седлом и ограничителем.

На тарелку клапана со стороны пружины действует сила, величина которой зависит от жесткости пружины  $c_{пр}$  и ее предварительного поджатия  $y_0$ . Под последним понимают разницу между длиной пружины в свободном состоянии и ее длиной в клапане, когда пластина прижата к седлу. С противоположной стороны на тарелку действует сила давления газового потока  $p_r$ . Помимо этого на тарелку действуют еще три силы: составляющая вдоль оси клапана веса тарелки, сила трения тарелки о направляющие и газовую среду и, наконец, в моменты отрыва тарелки от седла и ограничителя на нее действуют силы прилипания к ним (в компрессорах со смазкой цилиндров).

Однако, как показали расчеты и эксперименты, эти силы, как правило, намного меньше сил пружины и давления газового потока и ими можно пренебречь. При некоторых обстоятельствах этими силами пренебрегать не стоит. Например, в ступенях высокого давления, где газ имеет большую плотность, пренебрежение силой трения о среду (ее называют еще силой аэродинамического демпфирования) может привести к заметным ошибкам. Мы не будем рассматривать эти специальные случаи.

Запишем уравнение движения тарелки клапана. Вместе с тарелкой перемещается нижний конец пружины, а верхний остается неподвижным. Можно считать, что вместе с тарелкой движется некоторая часть массы пружины, которая для цилиндрических пружин составляет одну треть общей массы пружины. Сумму массы тарелки  $m_T$  и части массы пружины  $m_{пр}$  называют приведенной массой

$$m_{прив} = m_T + 1/3m_{пр}$$

тогда уравнение движения можно записать в следующем виде:

$$m_{прив} \frac{d^2y}{dt^2} = p_r - p_{пр} \quad (7.1)$$

Рис. 7.12. Зависимость коэффициента давления от относительного перемещения пластины

Рассмотрим правую часть уравнения (7.1). Усилие пружины равно произведению жесткости пружины  $c_{\text{пр}}$  на сумму предварительного поджатия  $y_0$  и текущего значения хода

$$p_{\text{пр}} = c_{\text{пр}}(y + y_0). \quad (7.2)$$

Найти силу давления газового потока на тарелку значительно труднее. Для ее определения необходимо пользоваться опытными данными. Представим силу давления газового потока на тарелку в следующем виде

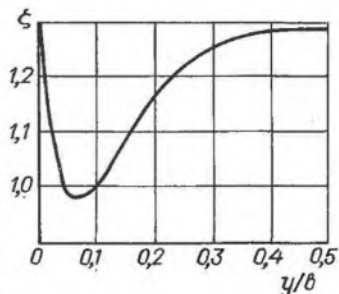
$$p_r = \zeta f_r \Delta p, \quad (7.3)$$

где  $\Delta p$  — перепад давления в клапане;  $f_r$  — площадь тарелки;  $\zeta$  — опытный коэффициент, он находится экспериментально путем продувки клапана стационарным потоком (обычно воздуха).

При такой продувке измеряется сила  $p_r$  и перепад давления в клапане при различных положениях тарелки (пластины). Имея эти опытные данные и зная площадь тарелки, легко найти значение  $\zeta$ . Течение газа через клапан происходит в автомодельной области, поэтому коэффициент  $\zeta$  не зависит от числа Рейнольдса  $Re$ , следовательно, от скорости течения газа через клапан и перепада давления  $\Delta p$ . Но  $\zeta$  зависит от положения тарелки (пластины), т. е. от текущего значения ее хода.

Данные о значениях коэффициента  $\zeta$  обобщены для различных типов клапанов и приводятся в специальной литературе [33]. Зависимость коэффициента давления в кольцевых клапанах от отношения хода пластины к ее ширине  $y/b$  приведена на рис. 7.12. При построении упрощенной модели будем полагать  $\zeta$  постоянным и равным среднему значению.

Интегрирование уравнения (7.1) не может быть проведено до тех пор, пока отсутствует зависимость перепада давления, входящего в выражение для силы  $p_r$ , от времени (или угла поворота вала компрессора). В процессе всасывания или нагнетания газа через клапан перепад давления в нем не может оставаться постоянным уже хотя бы потому, что изменяется скорость поршня и, следовательно, скорость течения газа в щели клапана. Но эта скорость зависит еще и от размеров щели, т. е. от текущего значения хода тарелки. Таким образом, движение тарелки зависит от величины перепада давления в клапане, а сам перепад, в свою очередь, является функцией текущего значения хода тарелки. На основании вышеизложенного приходим к выводу, что уравнение движения тарелки клапана необходимо решать совместно с уравнением потери давления в нем. Выведем это уравнение. Для упрощения задачи будем считать, что на входе в ци-



цилиндр и на выходе из него имеются емкости достаточного большого объема, такие, что давления в них можно считать постоянными и равными соответственно номинальным давлениям всасывания  $p_{вс}$  и нагнетания  $p_{нг}$ . Влиянием теплообмена газа со стенками цилиндра и протечками через неплотности поршневого уплотнения будем пренебрегать. Газ будем рассматривать как идеальный, а течение через клапан принимать адиабатным. При всасывании переменное давление газа  $p$  в цилиндре компрессора вследствие потерь давления в клапане ниже номинального давления всасывания. Введем понятие об относительной потере давления

$$\kappa = (p_{вс} - p)/p_{вс} = \Delta p_{вс}/p_{вс}. \quad (7.4)$$

В любой момент времени масса находящегося в цилиндре газа

$$m = \rho V,$$

где  $\rho$  — плотность газа в цилиндре;  $V$  — объем рабочей камеры.

При адиабатном течении газа через клапан плотность его в цилиндре может быть выражена через плотность во всасывающем патрубке

$$\rho_{ц} = \rho_{вс} (1 - \kappa_{вс})^{\frac{1}{k}},$$

тогда скорость изменения массы газа в цилиндре

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = -\frac{1}{k} V \rho_{вс} (1 - \kappa_{вс})^{\frac{1}{k}-1} \frac{d\kappa_{вс}}{dt} + \rho_{вс} (1 - \kappa_{вс})^{\frac{1}{k}} \frac{dV}{dt}. \quad (7.5)$$

Эта скорость равна массовому расходу через клапан.

Массовый расход через клапан может быть найден следующим способом. В автомобильной области турбулентного течения газа через некоторый дросселирующий узел, каковым является и клапан, потери давления в нем  $\Delta p$  пропорциональны квадрату скорости потока  $c$

$$\Delta p = \xi \rho \frac{c^2}{2},$$

где  $\xi$  — коэффициент сопротивления узла, соотнесенный с некоторым сечением в узле, принятым в качестве определяющего;  $\rho$  — плотность газа перед узлом. Потеря давления  $\Delta p$  может быть связана с объемным расходом

$$\Delta p = \xi \rho \frac{\bar{V}^2}{2f^2},$$

где  $f$  — площадь прохода в определяющем сечении.

В этом случае объемный расход через узел может быть найден по известному перепаду давлений  $\Delta p$  из соотношения

$$\bar{V} = \frac{1}{\sqrt{\xi}} f \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}. \quad (7.6)$$

Рис. 7.13. Зависимость коэффициента расхода от относительного перемещения пластины

Умножая обе части равенства на  $\rho$ , получим выражение для массового расхода  $\bar{m}$

$$\bar{m} = \frac{1}{\sqrt{\xi}} f \sqrt{2 \Delta p \rho}. \quad (7.7)$$

Величину  $1/\sqrt{\xi}$  называют коэффициентом расхода и обозначают символом  $\mu$ . Произведение коэффициента расхода на площадь сечения называется эквивалентной площадью узла. Она не зависит от выбранного сечения. Так, для клапана в качестве определяющего может быть выбрана площадь сечения в щели клапана  $f_{щ}$  (в нашем случае она будет равна боковой поверхности цилиндра с высотой, равной текущему ходу тарелки, и с диаметром, равным, например, диаметру тарелки). Соотнесенный с этой площадью сечения коэффициент расхода обозначим  $\mu_{щ}$ . Если в качестве определяющего сечения выбрать проход в седле с площадью  $f_c$ , а соответствующий коэффициент расхода обозначить  $\mu_c$ , то будет справедливо следующее равенство

$$\mu_{щ} f_{щ} = \mu_c f_c = \Phi,$$

где  $\Phi$  — эквивалентная площадь.

Для нормального сужающегося сопла  $\xi = 1$  и  $\mu = 1$ , следовательно,  $\Phi$  можно рассматривать как площадь минимального сечения нормального сопла, сопротивление которого равно сопротивлению рассматриваемого узла.

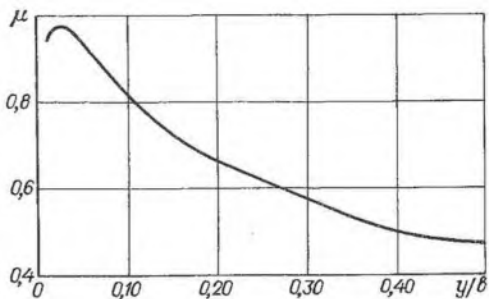
Выражения (7.6) и (7.7) справедливы для несжимаемой жидкости. Если рассматривать газ как сжимаемую жидкость, то следует учитывать расширение газа, протекающего через узел. В этом случае в правые части уравнений (7.6) и (7.7) вводится поправочный множитель — коэффициент расширения  $\epsilon_p$ , всегда меньший единицы. Он может быть найден из соотношения [33]

$$\epsilon_p = (1 - 0,3) (p_1 - p_2) / p_1, \quad (7.8)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  — давления до и после клапана.

Коэффициент расхода  $\mu$  находят экспериментально путем продувки клапанов стационарным потоком газа (воздуха). Методика нахождения зависимости коэффициента расхода клапана от положения пластины аналогична методике нахождения коэффициента давления  $\zeta$ . В основе ее лежит измерение значений расхода газа через клапан, его плотности перед клапаном и перепад давления при продувке газом.

Пример зависимости коэффициента расхода кольцевых клапанов от отношения хода пластины к ее ширине показан на рис. 7.13



[33]. Как и в случае с коэффициентом давления  $\xi$  будем в дальнейшем полагать коэффициент расхода  $\mu$  постоянным и равным среднему значению.

С учетом сказанного выражение (7.7) применительно к всасывающему клапану перепишем в следующем виде

$$\dot{m} = \varepsilon_p \mu_{ш} f_{ш} \sqrt{2\rho_{вс} \Delta p_{вс}}, \quad (7.9)$$

или с учетом (7.4) и (7.8)

$$\dot{m} = \mu_{ш} (1 - 0,3\kappa_{вс}) f_{ш} \sqrt{2\rho_{вс} p_{вс} \kappa_{вс}}. \quad (7.10)$$

Приравнявая (7.5) и (7.10), будем иметь

$$\begin{aligned} -\frac{V}{k} \rho_{вс} (1 - \kappa_{вс})^{\frac{1}{k} - 1} \frac{d\kappa_{вс}}{dt} + \rho_{вс} (1 - \kappa_{вс})^{\frac{1}{k}} \frac{dV}{dt} = \\ = \mu_{ш} (1 - 0,3\kappa_{вс}) f_{ш} \sqrt{2\rho_{вс} p_{вс} \kappa_{вс}}, \end{aligned}$$

откуда

$$\frac{d\kappa_{вс}}{dt} = -\frac{k\mu_{ш} f_{ш} (1 - 0,3\kappa_{вс}) \sqrt{2\rho_{вс} p_{вс} \kappa_{вс}}}{V (1 - \kappa_{вс})^{\frac{1}{k} - 1} \rho_{вс}} + \frac{k}{V} (1 - \kappa_{вс}) \frac{dV}{dt}. \quad (7.11)$$

Представим объем  $V$  в следующей форме

$$V = F_{ш} r f(\omega t),$$

где  $f(\omega t)$  — безразмерная функция, представляющая переменный объем рабочей камеры, отнесенный к произведению радиуса кривошипа  $r$  на площадь поршня  $F_{ш}$ ; согласно уравнению (5.3) с учетом мертвого пространства

$$f(\omega t) = 2a + 1 + \frac{\lambda}{4} - \cos \omega t - \frac{\lambda}{4} \cos 2\omega t. \quad (7.12)$$

Движение тарелки и потери давления удобнее представлять не как функции времени, а как функции угла поворота вала компрессора. Обозначая угол поворота через  $\varphi = \omega t$  и учитывая очевидные равенства  $dt = d\varphi/\omega$  и  $p_{вс}/\rho_{вс} = RT_{вс}$ , уравнение (7.11) преобразуем к виду

$$\begin{aligned} \frac{d\kappa_{вс}}{d\varphi} = -\frac{k\mu_{ш} f_{ш} \sqrt{2RT_{вс}} (1 - \kappa_{вс})^{\frac{k-1}{k}} (1 - 0,3\kappa_{вс}) \sqrt{\kappa_{вс}}}{F_{ш} r \omega f(\varphi)} + \\ + k(1 - \kappa_{вс}) \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)}. \end{aligned} \quad (7.13)$$

Введем понятие о критерии скорости потока. Будем понимать под ним безразмерную величину

$$M = c_{кл}/c_{зв}, \quad (7.14)$$

где  $c_{кл}$  — условная скорость газа в полностью открытом клапане, т. е. при  $y = y_{\max}$ ;  $c_{зв} = \sqrt{kRT}$  — скорость звука в газе при номинальной температуре всасывания или нагнетания.

Условную скорость  $c_{нл}$  определим по формуле

$$c_{нл} = c_{п} F_{п} / \mu_{щ} f_{щ. п. о.} \quad (7.15)$$

где  $c_{п} = 2g\omega/\pi$  — средняя скорость поршня,  $f_{щ. п. о.}$  — площадь щели в полностью открытом клапане.

Если в рабочей камере расположено несколько всасывающих или нагнетательных клапанов, то под  $f_{щ}$  следует понимать суммарную площадь действующих совместно клапанов.

Критерий скорости потока  $M$  по форме записи напоминает число Маха, но не является им, так как в выражение для числа Маха входит истинная скорость газа, а критерий  $M$  вычисляется с помощью условной скорости газа. Площадь щели клапана представим как произведение длины щели на ход тарелки

$$f_{щ} = l_{щ} y, \quad (7.16)$$

тогда

$$f_{щ. п. о.} = l_{щ} y_{\max}. \quad (7.17)$$

С учетом (7.15) и (7.17)

$$M = 2F_{п} r \omega / \pi \mu_{щ} l_{щ} y_{\max} \sqrt{kRT}. \quad (7.18)$$

Введем безразмерный ход клапана

$$\chi = y/y_{\max}, \quad (7.19)$$

тогда (7.16) примет вид

$$f_{щ} = l_{щ} y_{\max} \chi. \quad (7.20)$$

Перепишем еще раз уравнение (7.13), учитывая (7.20), в следующем виде

$$\frac{dx_{вс}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)} \left[ \frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\pi \mu_{щ} l_{щ} y_{\max} \sqrt{kRT}_{вс} \chi}{2F_{п} r \omega} \times \right. \\ \left. \times (1 - x_{вс})^{\frac{k-1}{k}} (1 - 0,3x_{вс}) \sqrt{x_{вс}} - k(1 - x_{вс}) f'(\varphi) \right] \quad (7.21)$$

и обозначим

$$f(x_{вс}) = (1 - x_{вс})^{\frac{k-1}{k}} (1 - 0,3x_{вс}) \sqrt{x_{вс}}.$$

Учитывая, что

$$\frac{\pi \mu_{щ} l_{щ} y_{\max} \sqrt{kRT}_{вс}}{2F_{п} r \omega} = \frac{1}{M_{вс}},$$

окончательно будем иметь уравнение потерь давления для всасывающего клапана

$$\frac{dx_{вс}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)} \left[ \frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\chi}{M_{вс}} f(x_{вс}) - k(1 - x_{вс}) f'(\varphi) \right]. \quad (7.22)$$

Тем же путем можно получить уравнение потерь давления для нагнетательного клапана. При нагнетании переменное давление



газа  $\rho$  в цилиндре выше номинального давления нагнетания. Обозначим относительные потери давления

$$\kappa_{\text{нр}} = (\rho - \rho_{\text{нр}}) / \rho_{\text{нр}} = \Delta \rho_{\text{нр}} / \rho_{\text{нр}}. \quad (7.23)$$

Плотность газа в цилиндре свяжем с плотностью в нагнетательном патрубке

$$\rho_{\text{ц}} = \rho_{\text{нр}} (1 + \kappa_{\text{нр}})^{\frac{1}{k}},$$

тогда масса газа в цилиндре будет определяться уравнением

$$m = \rho_{\text{нр}} F_{\text{ц}} r (1 + \kappa_{\text{нр}})^{\frac{1}{k}} f(\varphi).$$

Скорость изменения массы газа в цилиндре будет в этом случае равна производной массы газа по времени, взятой с обратным знаком, так как при нагнетании масса газа в цилиндре уменьшается

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{dm}{dt} = -\frac{\omega dm}{d\varphi} = \\ &= -\rho_{\text{нр}} F_{\text{ц}} r \omega \left[ \frac{f(\varphi)}{k} (1 + \kappa_{\text{нр}})^{\frac{1}{k}-1} \frac{d\kappa_{\text{нр}}}{d\varphi} + (1 + \kappa_{\text{нр}})^{\frac{1}{k}} f'(\varphi) \right]. \end{aligned} \quad (7.24)$$

Принимая во внимание (7.8) и (7.24) и учитывая, что при нагнетании  $\rho_1 = \rho$ ,  $p_1 = p$ ,  $p_2 = p_{\text{нр}}$ , уравнение (7.9) применительно к нагнетательному клапану можно записать

$$\dot{m} = \mu_{\text{цш}} f_{\text{ц}} \left( 1 - 0,3 \frac{\kappa_{\text{нр}}}{1 + \kappa_{\text{нр}}} \right) (1 + \kappa_{\text{нр}})^{\frac{1}{2k}} \sqrt{\kappa_{\text{нр}}} \sqrt{2\rho_{\text{нр}} p_{\text{нр}}}. \quad (7.25)$$

Приравнявая (7.24), и (7.25) и учитывая (7.14)—(7.20), окончательно получим

$$\frac{d\kappa_{\text{нр}}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)} \left[ \frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\chi}{M_{\text{нр}}} f(\chi_{\text{в}}) + k(1 + \kappa_{\text{в}}) f'(\varphi) \right], \quad (7.26)$$

где

$$f(\chi_{\text{нр}}) = \left( 1 - 0,3 \frac{\kappa_{\text{нр}}}{1 + \kappa_{\text{нр}}} \right) (1 + \kappa_{\text{нр}})^{\frac{1}{2k}} \sqrt{\kappa_{\text{нр}}}. \quad (7.27)$$

Функция (7.27) называется напорной функцией для нагнетательного клапана.

Получив уравнения для определения потерь давления в клапанах, вернемся к уравнению движения тарелки (7.1).

С учетом (7.2)—(7.4) и (7.23) и опуская индексацию, указывающую на принадлежность клапана к линии всасывания или нагнетания, запишем уравнение движения в следующем виде

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{\xi f_T p_{\text{ном}} \chi}{m_{\text{прив}}} - v^2 (y + y_0),$$

где  $p_{\text{ном}}$  — номинальное давление всасывания или нагнетания;  $v^2 = c_{\text{пр}} / m_{\text{прив}}$  — квадрат собственной частоты колебаний системы тарелка—пружина.



Вводя новые переменные  $\varphi = \omega t$  и  $\chi = y/y_{\max}$ , окончательно получим

$$\frac{d^2\chi}{d\varphi^2} + z^2(\chi + \chi_0) = B\kappa, \quad (7.28)$$

где

$$z^2 = v^2/\omega^2; \quad B = \zeta f_{\text{тр}} \rho_{\text{ном}} / \omega^2 y_{\max} m_{\text{тр}}.$$

Теперь мы можем записать две системы дифференциальных уравнений, каждую из которых можно рассматривать как упрощенную математическую модель клапана соответственно всасывающего и нагнетательного:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\kappa_{\text{вс}}}{d\varphi} &= -\frac{1}{f(\varphi)} \left[ \frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\chi}{M_{\text{вс}}} f(\kappa_{\text{вс}}) - k(1 - \kappa_{\text{вс}}) f'(\varphi) \right]; \\ \frac{d^2\chi}{d\varphi^2} + z_{\text{вс}}^2(\chi + \chi_{0\text{вс}}) &= B_{\text{вс}}\kappa_{\text{вс}}; \end{aligned} \right\} \quad (7.29)$$

и

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\kappa_{\text{нг}}}{d\varphi} &= -\frac{1}{f(\varphi)} \left[ \frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\chi}{M_{\text{нг}}} f(\kappa_{\text{нг}}) + k(1 + \kappa_{\text{нг}}) f'(\varphi) \right]; \\ \frac{d^2\chi}{d\varphi^2} + z_{\text{нг}}^2(\chi - \chi_{0\text{нг}}) &= B_{\text{нг}}\kappa_{\text{нг}}. \end{aligned} \right\} \quad (7.30)$$

Системы (7.29) и (7.30) состоят из нелинейных дифференциальных уравнений, не имеющих общего решения. Поэтому интегрирование этих систем может быть выполнено численными методами на ЭВМ (либо моделированием на аналоговых вычислительных машинах). Для их интегрирования необходимо задать начальные условия. В начале открытия клапана (угол  $\varphi_{\text{откр}}$ ) перемещение и скорость тарелки равны нулю. Равно нулю также ускорение тарелки, так как ее движение начинается в момент, когда равнодействующая всех действующих на нее сил равна нулю. Тогда начальные условия для систем (7.29) и (7.30)  $\varphi = \varphi_{\text{откр}}$ ;  $\chi = 0$ ;  $d\chi/dt = 0$ ;  $\kappa_0 = z^2\chi_0/B$ .

Углы начала открывания для клапанов, расположенных со стороны крышки цилиндров, с достаточной для практических расчетов точностью могут быть найдены по формулам:

всасывающий клапан

$$\varphi_{\text{откр}} = \arccos \left[ 1 - 2a \left( \Pi^{\frac{1}{n_p}} - 1 \right) \right]; \quad (7.31)$$

нагнетательный клапан

$$\varphi_{\text{откр}} = \pi + \arccos \left[ (1 + a) \left( 2\Pi^{-\frac{1}{n_c}} - 1 \right) - a \right]. \quad (7.32)$$

Для клапанов, расположенных со стороны вала, при вычислении углов  $\varphi_{\text{откр}}$  к правой части (7.31) следует прибавить  $\pi$ , а из правой части (7.32) отнять  $\pi$ .

Помимо начальных условий при решении систем (7.29), (7.30) должны выполняться два логических условия, отражающих тот факт, что движение тарелки может происходить только между седлом и ограничителем.

На практике это реализуется изменением начальных условий по следующему правилу: как только в процессе вычислений на  $i$ -м шаге тарелка достигает ограничителя ( $\chi_i \geq 1$ ) с некоторой конечной скоростью ( $\chi_{i-1} > 0$ ) полагают  $\chi_i = 1$ , а скорость  $\chi'_i = -\psi\chi'_{i-1}$ , где  $0 \leq \psi \leq 1$  — так называемый «коэффициент

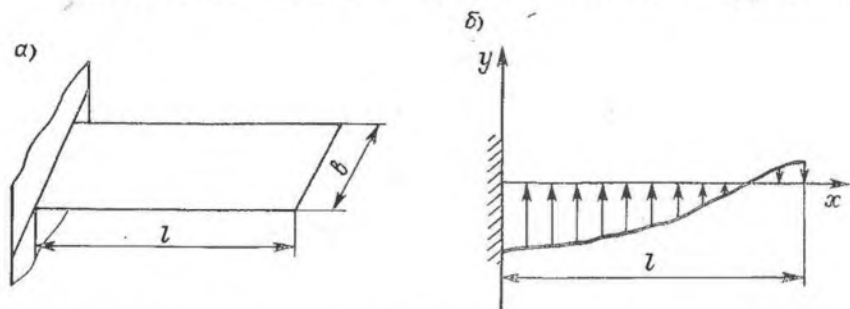


Рис. 7.14. К расчету прямооточного клапана: а — схема пластины; б — схема нагрузки на пластину

восстановления скорости». Аналогично для седла при  $\chi_i \leq 0$  и  $\chi'_{i-1} < 0$  полагают  $\chi_i = 0$  и  $\chi'_i = -\psi\chi'_{i-1}$ . Для неупругого удара полагают  $\psi = 0$ .

В результате интегрирования системы (7.29) или (7.30) можно получить в функции от угла поворота вала перемещение тарелки, ее скорость, потери давления в клапане, а также найти интегральные потери давления, углы запаздывания и т. п. При этом безразмерные величины пересчитываются в размерные по следующим простым соотношениям:

$$y = \chi y_{\max}; \quad v' = \omega y_{\max} \chi'; \quad \Delta p = \kappa p_{\text{ном}}.$$

Варьируя параметры клапана, такие как максимальный ход пластины, жесткость и предварительный натяг пружины (в некоторых случаях и число пластин) можно подобрать их так, чтобы удовлетворялись требования к экономичности ступени и ее надежности.

Математическая модель тарельчатого клапана может быть использована для описания работы кольцевых, дисковых полосовых и прямооточных клапанов (рис. 7.14) (для двух последних уравнения справедливы только при рассмотрении первой формы колебаний, оказывающей решающее влияние на перемещение пластины).

Упрощенная математическая модель движения пластины клапана (7.29) или (7.30) является достаточно универсальной, при-

ной для анализа работы основных типов клапанов в широком диапазоне изменения параметров ступени. Она может быть использована для оптимального проектирования клапанов. В качестве целевой функции при оптимизации целесообразно выбирать средние потери давления и в процессе оптимизации искать минимум указанной функции. При этом должны выполняться некоторые условия, формулируемые как ограничения задачи. К ним относятся ограничения скоростей соударения пластины с седлом и ограничителем, углов запаздывания при закрытии, статических напряжений и т. п. Поиск оптимальных параметров клапанов, т. е. параметров, доставляющих целевой функции минимум (глобальный) и не нарушающих ограничений задачи, ведется с помощью ЭВМ по специальным алгоритмам. Более подробное рассмотрение этого вопроса выходит за рамки настоящего курса.

Расчет затрат энергии на преодоление сопротивлений в клапанах по методу Леннихиммаша. В инженерной практике при эскизном и техническом проектировании при сопоставлении возможных технических решений часто возникает задача быстрой оценки потерь давления в клапанах и дополнительных затрат энергии на их преодоление. Для выполнения таких оценок М. И. Френкелем в Леннихиммаше был разработан нетрудоемкий метод, не требующий обращения к ЭВМ [33].

Предполагается, что в процессе всасывания или нагнетания клапан большую часть времени, соответствующего этим процессам, полностью открыт и, таким образом, потери давления, вычисленные для полностью открытого клапана с достаточной точностью отражают потери в реальном клапане. По существу, уравнения потерь в полностью открытом клапане уже получены ранее. Действительно, если в уравнениях (7.22) и (7.26) положить  $\chi = 1$ , а под  $M_{ис}$  и  $M_{иг}$  понимать значения критерия скорости потока, найденные при  $\mu_{щ} = \mu_{щ. п. о.}$ , то (7.22) и (7.26) следует рассматривать как дифференциальные уравнения относительных потерь во всасывающем и нагнетательном клапане, открытых полностью. (Уравнения потерь при всасывании и нагнетании впервые были получены акад. Н. А. Доллежалем; М. И. Френкель придал им критериальную форму.)

Уравнения (7.22) и (7.26) были проинтегрированы численными методами для двухатомных газов ( $k = 1,4$ ), причем было принято  $a = 0,1$  и  $\lambda = 1/4,5$ . Решение этих уравнений может быть представлено в виде безразмерных диаграмм, показывающих зависимость относительной потери давления во всасывающем и нагнетательном клапане от угла поворота (или хода поршня) при различных значениях критерия  $M$  (рис. 7.15). Ввиду того, что безразмерная функция хода поршня (7.12) не является симметричной относительно  $\omega t = \pi/2$ , потери в клапанах, расположенных в полости цилиндра со стороны крышки несколько отличаются от потерь для клапанов, расположенных в полости со стороны вала. Последние показаны на рис. 7.15 штриховыми линиями.

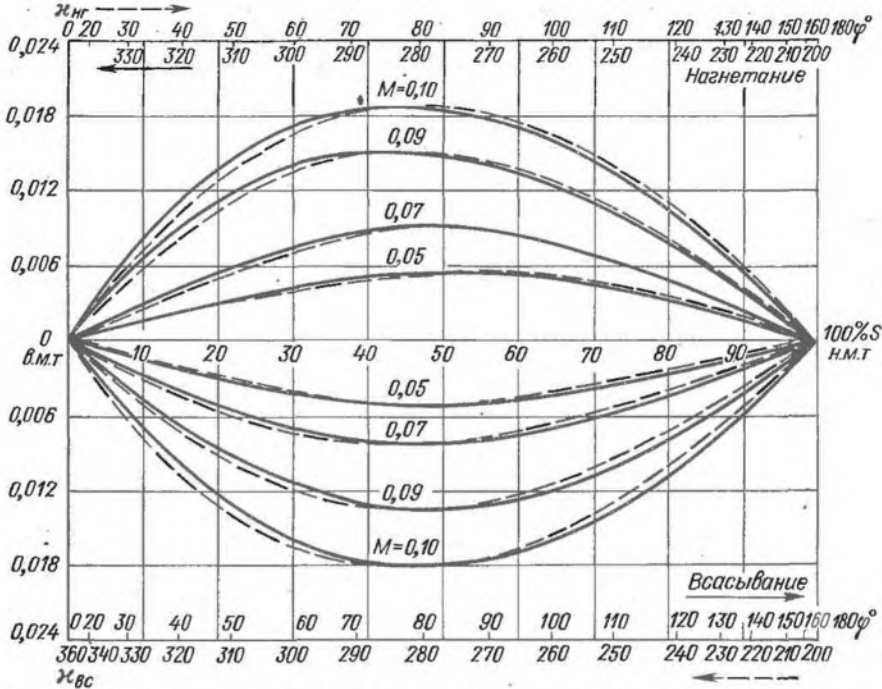


Рис. 7.15. Безразмерная диаграмма потери давления по ходу поршня в открытом клапане ( $M \leq 0,1$ ):

— для полости цилиндра со стороны крышки; - - - - для полости цилиндра со стороны вала

В реальной ступени процессы всасывания и нагнетания занимают часть хода поршня. Отношение части хода поршня, на которой происходит всасывание, к полному ходу поршня определяется по формуле

$$\bar{S}_{\text{вс}} = 1 - a \left( \Pi^{\frac{1}{n_p}} - 1 \right); \quad (7.44)$$

аналогично для нагнетания

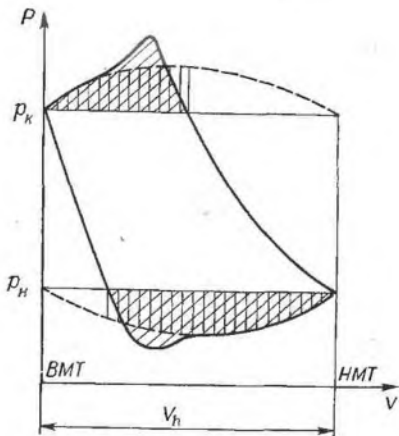
$$\bar{S}_{\text{нг}} = \frac{1+a}{\frac{1}{\Pi^{n_c}}} - a, \quad (7.45)$$

где  $\Pi = p_{\text{нг}}/p_{\text{вс}}$  — отношение номинальных давлений;  $n_p$  и  $n_c$  — показатели политроп конечных параметров процессов расширения и сжатия.

Рассмотрим реальную индикаторную диаграмму ступени (рис. 7.16) с нанесенными на нее теоретическими потерями давления на всем ходе поршня (штриховые линии).

Часть площади, заключенной между кривой теоретических потерь и номинальным давлением, отмеченная вертикальной штри-

Рис. 7.16. Теоретические (заштриховано вертикальными линиями) и действительные (заштриховано наклонными линиями) потери давления в клапанах



ховкой и равная (в масштабе диаграммы) теоретической работе по преодолению сопротивления в клапане, приближенно равна действительной работе по преодолению сопротивления (наклонная штриховка). Отношение теоретической работы проталкивания газа к произведению  $p_{ном} \bar{V}_h$  представляет безразмерную теоретическую

работу проталкивания, обозначаемую для всасывающего клапана  $l_{вс}$  и для нагнетательного  $l_{нг}$ . Диаграммы безразмерной теоретической работы для всасывающих и нагнетательных клапанов в функции относительного хода всасывания и нагнетания для различных  $M$  представлены в на рис. 7.17 и 7.18. Дополнительная мощность, расходуемая на преодоление сопротивлений в клапанах одной полости цилиндра, может быть вычислена согласно следующим выражениям:

$$\Delta N_{кл. вс} = l_{вс} (1 + \Delta_1 вс + \Delta_2 вс) p_{вс} F_{п} S_{max} n_0;$$

$$\Delta N_{кл. нг} = l_{нг} (1 + \Delta_1 нг + \Delta_2 нг) p_{нг} F_{п} S_{max} n_0,$$

где  $\Delta_1$  — поправка, учитывающая влияние пружины или упругости пластины;  $\Delta_2$  — поправка, учитывающая массу подвижных частей клапана (поправки эти невелики, они составляют, как правило, несколько процентов от общей дополнительной работы, вызванной сопротивлением клапанов).

Если рабочая среда в компрессоре имеет показатель адиабаты  $k'$ , отличный от  $k = 1,4$ , то значения  $l_{вс}$  и  $l_{нг}$  должны быть скорректированы умножением на  $k'/1,4$ .

Расчеты замыкающих органов клапанов на прочность. Ресурс самодействующего клапана в основном определяется временем работы клапанной пластины до разрушения. При работе компрессора в деталях клапанов возникают статические и динамические напряжения. Статические напряжения вызываются перепадами давления на седле и ограничителе. Динамические напряжения вызываются ударами пластин о седло и ограничитель, причем динамические напряжения делятся на контактные, возникающие непосредственно в зоне удара, и вибрационные, которые появляются при вибрации элементов клапанов после удара.

Из практики эксплуатации поршневых компрессоров известно, что из всех деталей самодействующих клапанов наиболее напря-

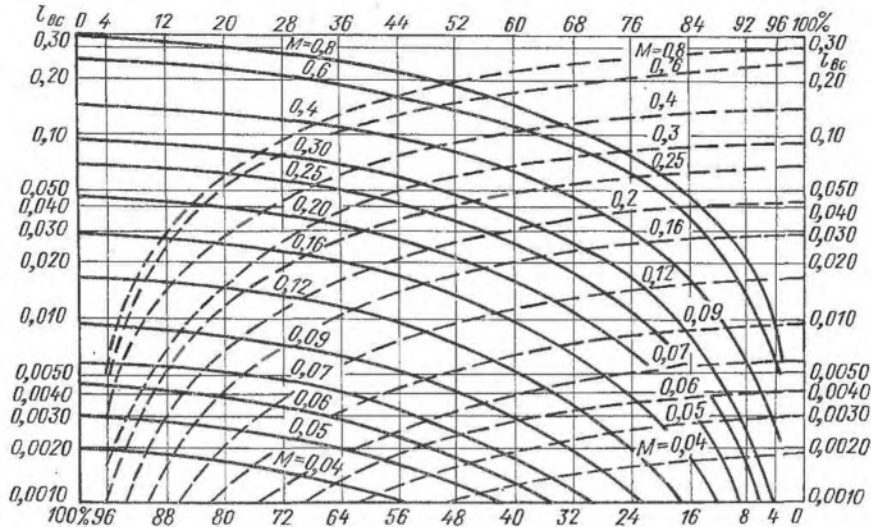


Рис. 7.17. Безразмерная диаграмма теоретической работы, теряемой во всасывающем клапане:

— для полости цилиндра со стороны крышки; - - - - для полости цилиндра со стороны вала

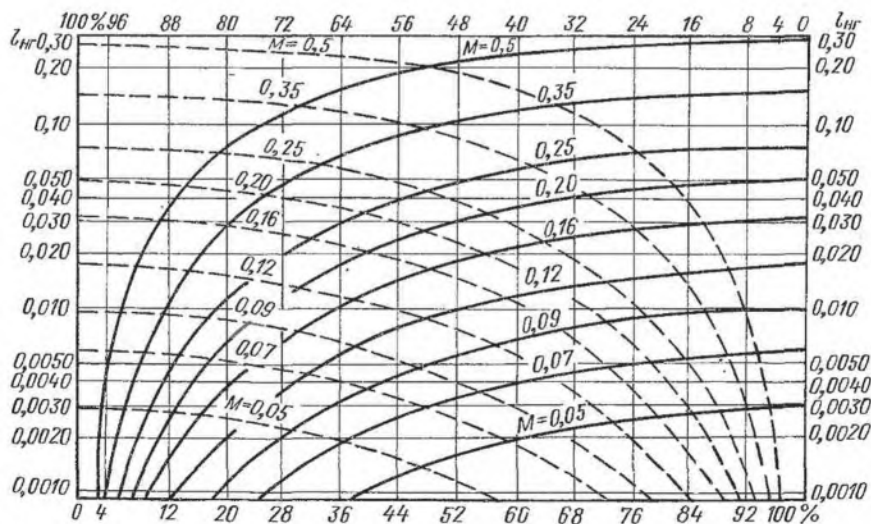


Рис. 7.18. Безразмерная диаграмма теоретической работы, теряемой в нагнетательном клапане:

— для полости цилиндра со стороны крышки; - - - - для полости цилиндра со стороны вала

женными являющиеся замыкающие органы. Расчет на прочность клапанных плит, седел и ограничителей подъема целесообразно проводить для компрессоров высокого давления, поэтому ограничимся расчетом на прочность запорных органов основных типов клапанов.

Расчет статических напряжений на седле кольцевых и полосовых клапанов выполняется по [17]. Из пластины мысленно вырезается полоса единичной ширины и расчет напряжений и деформаций

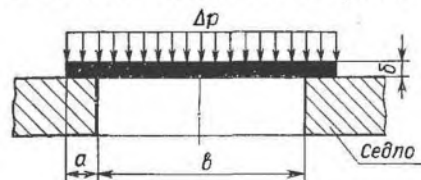


Рис. 7.19. К расчету пластины клапана на прочность

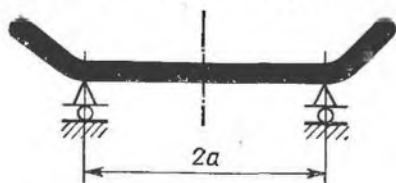


Рис. 7.20. Схема тарельчатого клапана

ведется для балки, лежащей на двух шарнирных опорах под действием равномерно-распределенного перепада давления (рис. 7.19).

Формула для расчета максимальных изгибных напряжений имеет вид

$$\sigma_{\max} = \frac{3}{4} \Delta p \left( \frac{a+b}{\delta} \right)^2,$$

где  $\Delta p = p_{\text{вн}} - p_{\text{вн}}$  — перепад давления;  $a$  — ширина уплотняющей кромки;  $b$  — ширина прохода в седле;  $\delta$  — толщина пластины.

При расчете изгибных напряжений на седле для пластин прямооточного клапана полоса единичной ширины рассматривается как многопролетная балка, опорами которой служат перемычки между ячейками седла. Максимальные изгибные напряжения подсчитываются по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{\Delta p}{4} \frac{t^2}{\delta^2},$$

где  $t$  — ширина шага ячейки.

Расчет изгибных напряжений на седле пластины сферического тарельчатого клапана затруднен ввиду сложности геометрии тарелки, которая представляет собой совокупность круглой пластины и сферической оболочки (рис. 7.20). Расчет напряженно-деформированного состояния такого тела очень сложен и может вызвать большие ошибки из-за наличия краевых эффектов

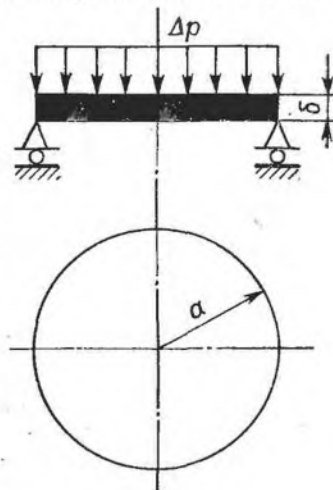


Рис. 7.21. К расчету тарелки тарельчатого клапана на прочность



при переходе от пластины к оболочке. Поэтому для определения напряжений в пластине данного клапана предлагается упрощенная методика. Тарелку сферического тарельчатого клапана представим как шарнирно-опертую круглую пластину постоянной толщины, нагруженную равномерным перепадом давления (рис. 7.21). Формула для расчета напряжений в такой тарелке имеет вид

$$\sigma_{\max} = \frac{3}{8} \frac{\Delta p a^2 (3 + \mu)}{\delta^2}, \quad (7.46)$$

где  $a$  — радиус тарелки,  $\mu$  — коэффициент Пуассона (для стали равен 0,3).

Значения напряжений, подсчитанных по формуле (7.46), оказываются завышенными. Расчет реальной конструкции тарелки по методу конечных элементов показал, что максимальные напряжения в тарелке ниже получаемых согласно (7.46), но выше напряжений, получаемых при идеализации тарелки сферической оболочкой. Поэтому для расчета реальной тарелки можно воспользоваться приближенной формулой, введя в формулу (7.46) коэффициент понижения, равный двум. Таким образом, формула для расчета напряжений примет вид

$$\sigma_{\max} = \frac{3}{16} \frac{\Delta p a^2 (3 + \mu)}{\delta^2}.$$

Расчет максимальных напряжений на ограничителе целесообразен лишь для клапанов, запорные элементы которых представляют собою гибкие упругие пластины (полосовые, ленточные и прямоочные клапаны).

## УПЛОТНЕНИЯ ПОРШНЕЙ И ШТОКОВ

### 8.1. УПЛОТНЕНИЕ ПОРШНЯ КОНТАКТНЫМИ КОЛЬЦАМИ

На процессы, протекающие в рабочих камерах поршневых компрессоров, существенное влияние оказывает массообмен. В многоступенчатых компрессорах он возможен между различными ступенями, разделяемыми уплотнением дифференциального поршня. В ступенях двойного действия существуют перетечки газа между отдельными полостями одной ступени, разделенными уплотнением дискового поршня. В компрессорах с тронковым поршнем газ перетекает из рабочей камеры в атмосферу. В ступенях с дисковым поршнем это происходит через уплотнения штока.

Уплотнения поршней и штоков должны обеспечить не только достаточную герметичность рабочих камер, но и малые затраты мощности на преодоление трения между перемещающимися относительно друг друга деталями уплотнения, их долговечность и надежность работы.

В каждом уплотнении канал, соединяющий соседние камеры с различными параметрами газа, образован из ряда последовательно расположенных полостей, соединенных узкими щелями. Увеличение сопротивления щели уменьшает расход газа через нее, т. е. утечки в атмосферу или перетечки внутри машины.

В зависимости от зазора между деталями, образующими щель, можно классифицировать все уплотнения на следующие группы.

1. Контактные уплотнения, в которых перемещающиеся детали касаются друг друга бугорками микронеровностей рабочих поверхностей, а газ перетекает по зазору между впадинами ступами в зоне их контакта. Относительное перемещение поверхностей сопровождается возникновением трения между ними и износом деталей (в контактных уплотнениях в идеале возможно отсутствие расхода газа через него).

2. Бесконтактные уплотнения, в которых поверхности перемещающихся относительно друг друга деталей не соприкасаются и механическое трение между ними отсутствует. Снижение расхода газа через уплотнение происходит из-за гидравлических сопротивлений перемещению среды.

3. Комбинированные уплотнения, в которых сочетаются элементы контактного и бесконтактного уплотнений. Характерным для уплотнений этой группы является возможность изменения режима работы с переходом от контактного уплотнения поршня на бесконтактный.

Проектируя уплотнения, необходимо учитывать следующие факторы: 1) сведения о компрессоре (какой сжимается газ, его

взрывоопасность и токсичность, физические свойства; частоту вращения вала, среднюю скорость поршня; отношения давлений в ступенях и перепад давлений на уплотнении, допустимый расход

$P, \text{МПа}$

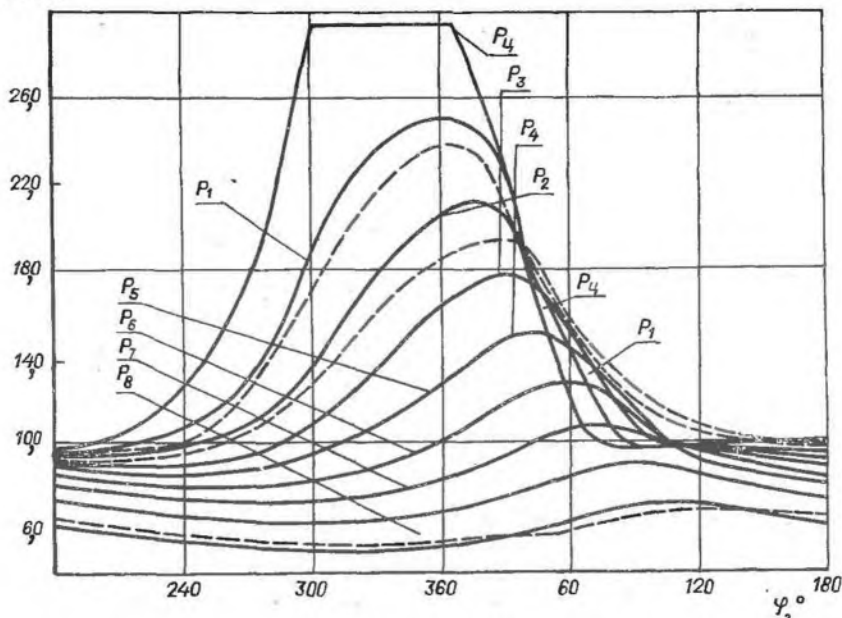


Рис. 8.1. Расчетные зависимости давлений в цилиндре и межкольцевых объемах уплотнения поршня от угла поворота вала  $\varphi$  при  $P_M = 10 \text{ МПа}$ ,  $\Pi = 3$ ;  $a = 0,3$  и числе колец в уплотнении  $z = 9$ ;

— процесс с учетом реальности газа;  
 - - - без учета реальности газа

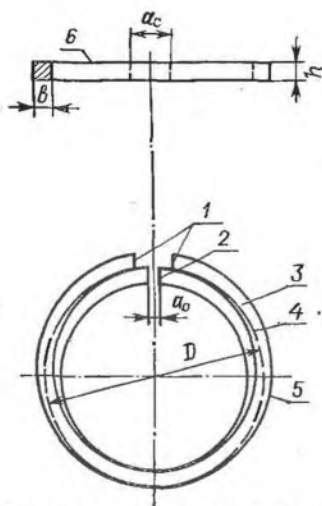


Рис. 8.2. Поршневое кольцо:  $a$  — радиальная толщина кольца;  $h$  — осевая высота;  $D$  — номинальный диаметр;

1 — концы кольца; 2 — щель в стыке; 3 — кольцо в свободном состоянии; 4 — в рабочем состоянии; 5 — рабочая поверхность кольца; 6 — торцевая поверхность кольца

газа через него; специфические требования к конструкции уплотнительного узла); 2) допустимые значения мощности, затрачиваемой на преодоление трений в уплотнении;

3) надежность работы и долговечность уплотнения; 4) сложность, стоимость его изготовления и эксплуатации. Уплотнение поршня кольцами представляет собой совокупность местных сопротивлений движению газа в канале между по-

верхностями поршня, поршневых колец и цилиндра. Этот канал разделяется кольцами на ряд объемов, называемых межкольцевыми или закольцевыми, которые соединяются между собой следующими щелями, образующимися: 1) между наружной поверхностью кольца и цилиндром; 2) между боковыми поверхностями кольца и стенкой канавки в поршне; 3) в замке кольца. Высота щели (зазор) определяется микронеровностями обработки поверхностей. Условимся нумеровать кольца и межкольцевые объемы от рабочей камеры. При перетечке газа через щели теряется давление на создание скорости и преодоление трений о стенки. Попадая в межкольцевой объем, струя газа из-за трений затормаживается и кинетическая энергия ее превращается в тепловую. За каждым кольцом давление снижается и после последнего становится равным давлению в объеме за уплотнением.

Изменение давления в межкольцевых объемах уплотнения компрессоров с тронковым поршнем в функции от угла поворота вала  $\varphi$  показано на рис. 8.1. В межкольцевых объемах, близких к рабочей камере, кривые изменения давления похожи на кривые изменения давления в камере. Давление в объемах со стороны картера имеет меньшую амплитуду колебаний и приближается к постоянному. Эти кривые были получены при расчетных и экспериментальных исследованиях. Уплотнения с контактными (касающимся цилиндра) кольцами используются в ступенях без подачи смазки в цилиндры и при ее наличии. Наименования и обозначения отдельных элементов поршневого кольца даны на рис. 8.2.

Конструкции колец, используемых в уплотнении компрессоров со смазкой цилиндров, изображены на рис. 8.3. Замок колец может быть прямой, наклонный к плоскости кольца и внахлестку (рис. 8.3, а). В металлических кольцах любого диаметра замок выполняется прямым или под углом в  $45^\circ$ . Кольца с замком внахлестку более дорогие, не дают существенного снижения расхода газа и их рекомендуется использовать только в особых случаях. При повышенных перепадах давлений на уплотнении в канавке поршня устанавливают два и даже три кольца, замки в которых смещены относительно друг друга по периметру поршня (рис. 8.3; б). В этом случае сквозные щели как в осевом, так и в радиальном направлении будут практически отсутствовать.

Уплотнительное кольцо (рис. 8.3, в) рекомендуется для тронковых поршней одностороннего действия. Выполненный на наружной поверхности кольца скос в сторону рабочей камеры помогает образованию масляного клина при ходе от вала, когда кольцо наиболее нагружено, и снимает с цилиндра излишки масла при обратном ходе. Кроме того, кольцо несколько разгружается от прижатия к поверхности цилиндра силами давления газа.

Сечения маслосъемных колец изображены на рис. 8.3, г. При движении поршня к валу острая кромка колец снимает с поверхности цилиндра излишек смазки. Ввиду того, что маслосъемные кольца ослаблены пазами и сверлениями для отвода масла,

высота колец делается несколько большей, чем у уплотняющих. Удельное давление  $p_{у.к}$  от сил упругости кольца на зеркало цилиндра должно быть в пределах: для уплотнительных колец цилиндров низкого и среднего давления — 30—100 кН/м<sup>2</sup>, высоко-

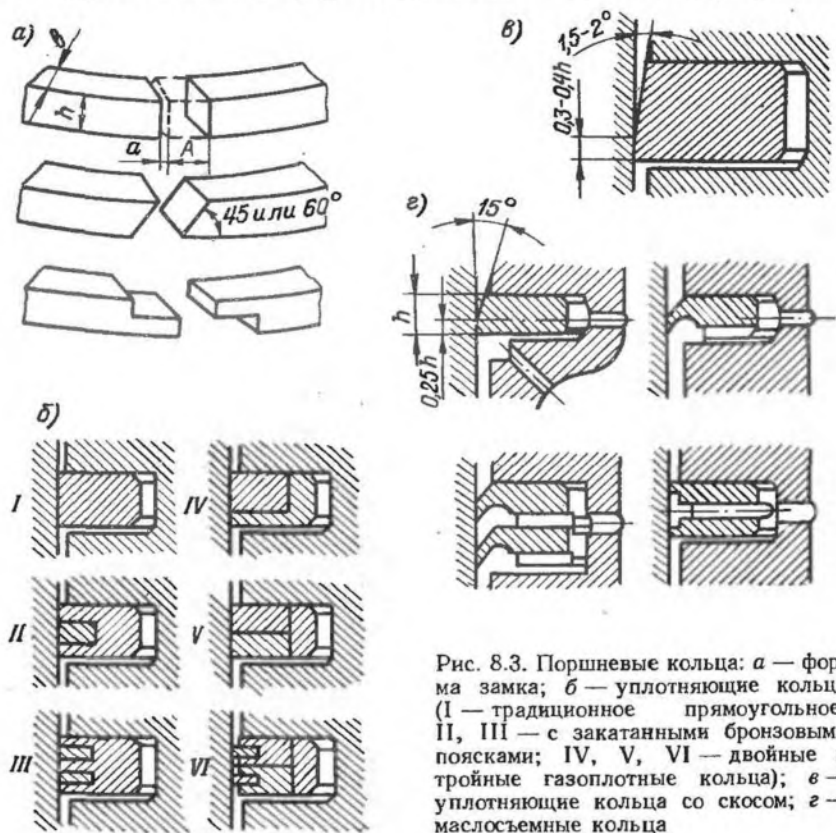


Рис. 8.3. Поршневые кольца: а — форма замка; б — уплотняющие кольца (I — традиционное прямоугольное; II, III — с закатанными бронзовыми поясками; IV, V, VI — двойные и тройные газоплотные кольца); в — уплотняющие кольца со скосом; г — маслосъемные кольца

кого давления — 100—350 кН/м<sup>2</sup>; для маслосъемных колец — 30—50 кН/м<sup>2</sup> и определяется уравнением

$$P_{у.к} = [AE/(113r_{н})] (b/r_{m})^3,$$

где  $A$  — размер замка по среднему диаметру свободного кольца (за вычетом теплового зазора), м;  $E = 0,10 \cdot 10^6 \div 0,13 \cdot 10^6$  — модуль упругости для чугуна, МПа;  $r_{н} = D/2$  — наружный радиус поршня ( $D$  — диаметр цилиндра), м;  $b$  — радиальная толщина кольца, м;  $r_{m} = (D - b)/2$  — средний радиус кольца в цилиндре, м.

Напряжение изгиба  $\sigma_{из}$  (МПа), возникающее на внешних волокнах в рабочем состоянии кольца, находится по формуле

$$\sigma_{из} = 12P_{у.к} (r_{m}/b)^2 = 3P_{у.к} (D/b - 1)^2.$$

Напряжения изгиба  $\sigma''_{из}$  (МПа), возникающее при надевании, кольца, определяется по формуле

$$\sigma''_{из} = \frac{0,625E}{(r_m/b)^2} \left(1 - \frac{A}{9,426b}\right)$$

и возрастает в рабочем состоянии с увеличением радиальной толщины кольца  $b$  и размера замка  $A$ , которые находятся в пределах  $b = (1/27 \div 1/37) D$ ;  $A = (3,7 \div 5,0) b$ .

Высота колец  $h$  не сказывается на напряжениях, но работа трения с высотой кольца возрастает. Для колец компрессоров при диаметрах 80—1500 мм принимают соответственно  $h/b = 1,0 \div 0,6$ . Опыт показал, что при уплотняемом перепаде давлений, превышающем 10,0—15,0 МН/м<sup>2</sup>, высоту колец следует увеличивать в полтора раза против рекомендуемой для ступеней низкого давления.

Тепловой зазор  $a$  (мм) в замке кольца, установленного в цилиндр, определяется по формуле

$$a = \alpha (t_k - t_{ц}) \pi D,$$

где  $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$  — коэффициент линейного расширения чугуна, град<sup>-1</sup>;  $t_k$  — рабочая температура кольца, °С;  $t_{ц}$  — температура холодного цилиндра, °С.

Приняв с запасом  $t_k - t_{ц} = 115^\circ\text{C}$ , получим выражение для теплового зазора

$$a = 0,004D.$$

Для изготовления колец применяют высококачественный перлитный чугун СЧ25 с твердостью по Бриннелю НВ—180—250 или же чугун СЧ30 с твердостью по Бриннелю НВ 181—255. Для уменьшения износа колец и втулок материал их должен обладать повышенной твердостью (для колец допускается твердость, превышающая на 10—20 единиц по Бриннелю твердость втулок).

Поршневые кольца для газовых и воздушных компрессоров со смазкой цилиндров изготавливают из гетинакса и текстолита. При перепадах давлений от 0 до 32 МН/м<sup>2</sup> они служат в два—три раза дольше чугунных. При температуре нагнетания ниже 120 °С хорошо зарекомендовали себя поршневые кольца из капрона, наполненного графитом и алюминиевой пудрой. Срок службы таких колец при средних перепадах давлений 2,5—3,0 МН/м<sup>2</sup> превышает 25 000 ч. При более высоких температурах применяются кольца из различных композиций на основе фторопласта.

## 8.2. КОНТАКТНЫЕ ПОРШНЕВЫЕ КОЛЬЦА КОМПРЕССОРОВ БЕЗ СМАЗКИ ЦИЛИНДРОВ

Конструкция колец поршневого уплотнения в компрессорах без подачи смазки в цилиндры изображена на рис. 8.4. В ступенях тело поршня не должно касаться поверхности цилин-

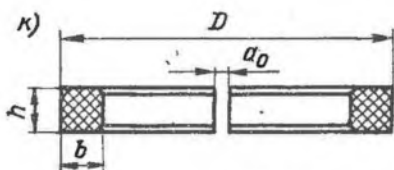
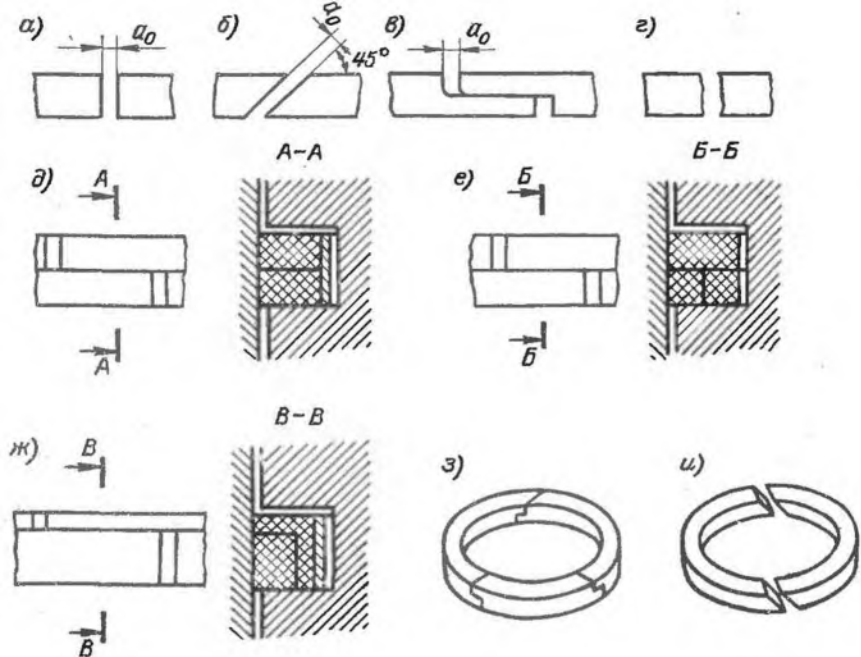


Рис. 8.4. Разрезные уплотнительные элементы и типы стыков: а — прямой; б — косой; в — внахлестку; г — ломаный; д, е, ж — газоплотные кольца; з, и — сегментные кольца; κ — сечение уплотнительного кольца

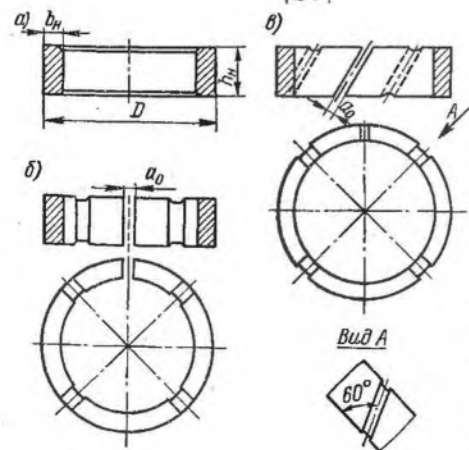


Рис. 8.5. Конструкция опорно-направляющих колец: а — цельная; б — разрезная с разгрузочными канавками прямыми по внутренней поверхности; в — разрезная с разгрузочными канавками, наклонными на наружной поверхности



дра во избежание задира контактирующих поверхностей, поэтому оно опирается на поверхность цилиндра направляющими кольцами (рис. 8.5), выполненными из самосмазывающихся материалов. Между направляющими кольцами устанавливаются уплотнительные кольца.

Наиболее распространенными конструкциями контактных уплотнительных колец являются разрезные кольца прямоугольного сечения с прямыми стыками и со стыком внахлестку. Кольца выполняют из различных полимерных композиций. Вследствие малой упругости колец из некоторых композиций первоначальное прижатие их к цилиндру осуществляется упругими металлическими кольцами — экспандерами. Установка двух колец в канавку поршня с взаимно перекрывающимися замками увеличивает плотность уплотнения. Для компрессоров без подачи смазки в цилиндры число уплотнительных колец на поршне  $z$  рекомендуется выбирать в соответствии с эмпирической формулой [19]

$$\sqrt{10} \geq z \geq \sqrt{5 \Delta p},$$

где  $\Delta p$  — максимальный перепад давлений на уплотнении, МПа.

Формула наиболее справедлива для колец из фторопластовых композиций. Большие значения  $z$  следует выбирать при сжатии в ступенях легко текучих газов (например, водород, гелий и т. д.).

Высота и другие геометрические размеры уплотнительных колец из фторопластовых композиций выбирают в зависимости от диаметра в соответствии с РТМ 26-12-17-77. Для углеграфитовых уплотнительных колец на поршне  $z$  определяют по эмпирической зависимости

$$z \geq \sqrt{20 \Delta p}.$$

Обязательными элементами уплотнения поршня в компрессоре без смазки являются направляющие кольца. Их изготавливают цельными, разрезными с разгрузочными канавками вдоль образующей внутренней цилиндрической поверхности, разрезными с разгрузочными канавками на наружной поверхности кольца под углом  $60^\circ$  к образующей. Направляющие кольца не должны испытывать дополнительных радиальных нагрузок от давления газа, иметь невысокую скорость перемещения относительно поверхности цилиндра и не выдавливаться из канавки (экструзироваться).

В горизонтальных и У-образных машинах направляющие кольца испытывают нагрузку от веса поршня и штока. Практика показала, что если давление на опору не превышает  $0,03$  МПа, то при таких нагрузках кольца остаются работоспособными до  $8000$  ч. Для горизонтальных цилиндров высоту направляющих колец  $h$  (мм) выбирают, пользуясь эмпирической формулой [24]

$$n \geq (300/z_n D) (m_n + 0,5m_{ш}),$$

где  $z_n$  — число направляющих колец;  $D$  — номинальный размер цилиндра, мм;  $m_n$  и  $m_{ш}$  — массы поршня и штока.

В вертикальных компрессорах  $h$  выбирается от 2 до 4 высот уплотнительных колец.

Недостатком уплотнения поршня с контактными кольцами в компрессорах без смазки является увеличение площади щелей по мере износа уплотнительных колец. На ступенях высокого давления кольца изнашиваются через 100—200 ч, в результате чего размер зазора возрастает в несколько раз и это значительно увеличивает расход газа через уплотнение.

Расчет теплового зазора  $a$  (мм) в замке уплотнительного резинового неметаллического кольца, установленного в цилиндре, выбирается по формуле

$$a = \alpha \pi D \Delta T_{\text{шк}} + c_1,$$

где  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения материала;  $\Delta T_{\text{шк}}$  — изменение температуры поршневого кольца;  $c_1$  — минимальный зазор, обеспечивающей свободу перемещения кольца в стыке ( $c_1 = 0,05 \div 0,1$  мм).

Тепловой зазор по высоте кольца определяется по формуле

$$\Delta h = \alpha h \Delta T_{\text{шк}} + c_2.$$

Здесь  $h$  — высота кольца;  $c_2$  — минимальный зазор, обеспечивающий свободу перемещения кольца в поршневой канавке ( $c_2 = 0,02 \div 0,04$  мм);

$$T_{\text{шк}} = 0,5(T_{\text{н}} + T_{\text{в}}) - T_0,$$

где  $T_{\text{н}}$  — температура нагнетаемого газа;  $T_{\text{в}}$  — температура всасываемого газа;  $T_0$  — температура в помещении при сборке.

### 8.3. ГЕРМЕТИЧНОСТЬ И ИЗНОС УПЛОТНЕНИЙ ПОРШНЯ

В поршневых компрессорах применяются различные конструкции поршней и их уплотнения работают в различных условиях, препятствуя внешним утечкам и внутренним перетечкам газа.

Влияние перетечек на производительность и КПД компрессора по сравнению с утечками более сильное, так как перетечки дополнительно увеличивают температуру сжимаемого газа.

Герметичность уплотнения зависит главным образом от его конструкции, качества изготовления, сборки и режима работы ступеней (полостей), разделяемых уплотнением. Одним из основных параметров, определяющим герметичность, является размер щели между уплотняемыми деталями. При расчете рабочих процессов в уплотнении поршня площади щелей у каждого кольца уплотнения принимают равными и определяют по следующему уравнению

$$f_0 = (a - \Delta a(f)) \delta_D + \delta_r \pi D_{\text{ш}}$$

где  $a$  — зазор в замке при сборке уплотнения;  $\Delta a(t)$  — его изменение при работе от разогрева;  $\delta_p = (D_{\text{ц}} - D_{\text{п}})/2$  — высота сквозной щели замка;  $\delta_y$  — условный зазор по периметру уплотнения, учитывающий неплотности прилегания кольца к поверхности цилиндра и к боковой поверхности канавки в поршне.

Сравним эффективность работы уплотнительного узла ступеней одинаковой производительности, но различного конструктивного исполнения. Рассмотрим работу ступени с тронковым и дисковым поршнями при одинаковых внешних условиях. Ступень с дисковым поршнем имеет меньший диаметр цилиндра, так как у нее заданную производительность обеспечивают две рабочие камеры. Однако количество перетекающего через уплотнение газа оказалось на 30 % больше в каждой камере, чем в уплотнении тронкового поршня. Это объясняется перекладкой колец, вызывающей разгерметизацию уплотнения. Уплотнение дискового поршня работает так же, как уплотнение с двумя межкольцевыми объемами: сколько газа перетечет из рабочей камеры через первое кольцо уплотнения, столько же и возвратится в нее из межкольцевого объема в процессе всасывания.

Наиболее напряженная работа и повышенные перетечки характерны для уплотнений дифференциальных поршней с рабочими процессами в ступенях, разделяемых уплотнением, смещенными на половину оборота вала; в момент всасывания газа в ступени низкого давления происходит нагнетание в ступени высокого давления, т. е. на уплотнительном узле срабатывается максимальный перепад давления.

Относительные перетечки уменьшаются с увеличением частоты вращения вала, размеров ступени, но возрастают с увеличением перепада давлений, действующего на уплотнение. Анализ рабочих процессов в уплотнении и отыскание оптимальных конструктивных решений можно осуществлять на основе математического моделирования исследуемых процессов; одна из таких моделей приведена в гл. 2.

Экспериментальные и расчетные исследования уплотнений поршня с неметаллическими контактными кольцами позволили оценить влияние режима работы ступени и конструктивных особенностей на износ элементов уплотнения. На износ и работоспособность уплотнения оказывает влияние температура рабочей поверхности колец. Увеличение перепада давлений на кольцо, отношения давлений в ступени, скорости вращения вала, средней скорости поршня, перепада давлений на весь комплект уплотнения приводит к возрастанию трения колец и росту их температуры. Так как перепады давлений на кольца не одинаковые, то быстрее изнашиваются те кольца, на которые действуют большие перепады. В результате в этом кольце увеличивается площадь щелей, что в свою очередь приводит к снижению перепада давления на данном кольце и к увеличению перепада на следующем и т. д.

Рассчитать износ уплотнения без использования экспериментальных данных очень сложно. Однако, имея данные об износостойкости материала, можно ориентировочно оценить средний износ по уплотнению. Пересчет известного осредненного радиального износа по комплекту уплотнения  $I'$  при частоте вращения вала  $n'$  и средней температуре колец  $t'_{пк}$  на режим с частотой вращения вала  $n$  и средней температуре колец  $t_{пк}$  производится по формуле

$$I = I' n t_{пк} / n' t'_{пк}. \quad (8.1)$$

Эмпирическая формула (8.1) справедлива при изменении  $t_{пк}$  от 100 до 200 °С и позволяет определить изменение интенсивности износа комплекта колец при изменении скорости вращения вала и среднего перепада давления  $\Delta p_y$  от 6,5 до 20 МПа. Температура  $t_{пк}$  является функцией уплотняемого перепада давления  $\Delta P_y$  и скорости скольжения  $c_{ск}$ .

Средняя по комплекту температура колец (°С) из материала ФЧК-20 может быть найдена из зависимости

$$t_{пк} = t_{пк} + \Delta t_1,$$

где  $t_{пк}$  — температура рабочей площади поверхности цилиндра, °С;  $\Delta t_1 = 30 \div 40$  °С при  $p_{пк} = 10$  МПа и  $\pi = 1,5 \div 2,0$ ;  $\Delta t_1 = 45 \div 55$  °С при  $p_{пк} = 10$  МПа и  $\pi = 2,5 \div 4,0$ .

В свою очередь, для определения  $t_{пк}$  в работе [24] предложена методика, базирующаяся на общих уравнениях теплопередачи.

Для определения интенсивности радиального износа поршневого кольца  $I_{пк}$  при температуре  $t_{пк}$ , °С и перепаде давления  $\Delta p$  (МПа) предлагается уравнение

$$I_{пк} = [I'_{пк} \Delta p_{пк} / \Delta p'_{пк}] (t_{пк} / t'_{пк})^{1,5}, \quad (8.2)$$

где  $I'_{пк}$  — интенсивность износа колец.

Уравнение (8.2) справедливо при  $\Delta p_{пк} \leq 6,0$  МПа и  $100 t_{пк} \leq \leq 200$  °С.

#### 8.4. ПОТЕРИ НА ПРЕОДОЛЕНИЕ ТРЕНИЙ В ПОРШНЕВОМ УПЛОТНЕНИИ

Потери на преодоление трений поршня и поршневых колец в компрессорах со смазкой составляют 60—70 % от суммарных потерь на преодоление трений поршневого компрессора. Силы трения в уплотнении возникают от действия давления газов на кольцо (85 %) и от сил упругости колец (15 %). Они создают радиальное давление колец на стенку цилиндра, которое определяется по формуле

$$p'_A = p_e + 0,5 \Delta p_d,$$

где  $p_e$  — давление от сил собственной упругости колец;  $p_d$  — перепад давления на кольце.

Суммарное давление колец всего уплотнения, состоящего из  $z$  колец, в упрощенных расчетах будет определяться формулой

$$p_A = z p_e + 0,5 (p_d - p_a),$$

где  $p_n$  — среднецикловое давление газа в цилиндре;  $p_a$  — давление за уплотнением.

Тогда сила трения в уплотнительном узле с числом колец  $z$  будет равна

$$T_z = \sum_1^z \mu p_A = \mu z \pi D h [p_a + (p_n - p_A)/2z],$$

где  $\mu$  — коэффициент трения колец, осредненный для всех колец комплекта.

Мощность, затрачиваемая на преодоление трений колец уплотнения, определится уравнением

$$N_{тр} = 2T_z S n.$$

Коэффициент трения  $\mu$  определяется из зависимости, справедливой для двигателей внутреннего сгорания и поршневых компрессоров

$$\mu = 2,15 \sqrt[3]{\eta c_{ср} / \pi p_A v}$$

где  $c_{ср}$  — средняя скорость поршня, м/с;  $\eta$  — вязкость масла при рабочей температуре смазочного слоя, Па·с.

Средний коэффициент трения поршня о втулку цилиндра составляет 0,06—0,085 [24].

Приведенные выше выкладки базировались на гипотезе, что для поршневых колец, работающих со смазкой, давление на кольцо со стороны цилиндра падает от  $p_1$  до  $p_2$  линейно. Практически падение давления происходит по некоторой кривой, характер кривизны которой зависит от многих факторов. С учетом этого рассмотрим работу уплотнения при отсутствии смазки цилиндров.

Удельная нагрузка на поверхности трения кольца, определяемая перепадом давления на кольце, может быть найдена из выражения

$$\Delta p = \beta (p_1 - p_2)/2.$$

Здесь

$$\beta = 1,4k / \sqrt[3]{h^2},$$

где  $k$  — экспериментально определяемый коэффициент, учитывающий свойства материала, его шероховатость, характер контактирования между цилиндром и кольцом и режимы работы ступени компрессора (для различного типа графитов  $k = 1,0 \div 3,0$ ; для фторопластовых композиций  $k = 2,5 \div 3,5$ ).

Силу трения для поршневого кольца  $T_{тк}$  можно рассчитать по формуле

$$T_{тк} = \mu_r P,$$

где  $P$  — сила радиального (нормального) давления кольца на зеркало цилиндра;  $\mu_r$  — коэффициент трения колец из фторопластовых композиций.

Преобразуя это уравнение и пренебрегая влиянием малых сил, запишем уравнение для средней силы трения колец поршневого уплотнения

$$T_{\text{тк}} = \mu_{\text{т}} \pi D h [\beta (\bar{p}_{\text{ц}} - \bar{p}_{\text{к}})/2 + z p_{\text{ц}}],$$

где  $\bar{p}_{\text{ц}}$  и  $\bar{p}_{\text{к}}$  — среднее индикаторное давление за цикл в цилиндре и за поршнем;  $p_{\text{у}}$  — давление от сил упругости колец;  $\beta$  — поправочный коэффициент (лежит в пределах от 0,28 до 0,32 для статического и кинетического трения).

Полученное уравнение может быть использовано для приближенного расчета средней силы трения. Значительную погрешность в этом уравнении вносит его член  $\beta (\bar{p}_{\text{ц}} - \bar{p}_{\text{к}})/2$ , который не отражает влияния действительного распределения перепадов давления по длине поршневого уплотнения на силу трения уплотнения.

Анализ экспериментальных данных по износу уплотнительных колец и расчетных по распределению давлений за кольцами показал, что при изменении уплотняемого перепада давления на поршневом кольце из наполненного фторопласта, его радиальный износ можно считать пропорциональным действующему перепаду давления. В свою очередь от уплотняемого перепада давления на кольце и скорости скольжения поршня  $c_{\text{п}}$  зависит его температурный режим, что в совокупности приводит к увеличению износа колец комплекта на участках с повышенным перепадом давления.

Коэффициент трения наполненных фторопластовых материалов типа ФЧК20 с увеличением давления несколько снижается, но в большей степени увеличивается с ростом температуры в зоне трения. В соответствии с зависимостью (8.2) повышение температуры приводит к прогрессивному увеличению износа колец, а очевидно и трения, поскольку показатель степени у параметра, характеризующего температуру кольца, больше единицы.

Потери на трение уплотнения необходимо определять для каждого кольца уплотнения с учетом особенностей его работы, а затем их суммировать

$$T_{\text{тр. у}} = \pi D h \sum \mu_{\text{тр } i} [(p_{i \text{ ср}} - p_{(i+1) \text{ ср}})/2 + P_{\text{ц}i}],$$

где  $P_{i \text{ ср}}$  — среднее индикаторное давление за цикл перед  $i$ -м кольцом.

Потери мощности на трение поршневых колец вычисляются по формуле

$$N_{\text{тр}} = 2T_{\text{тр. у}} S n.$$

## 8.5. БЕСКОНТАКТНЫЕ И КОНТАКТНО-ЛАБИРИНТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Работа лабиринтного уплотнения основана на дросселировании газа при его протекании через последовательно расположенные гидравлические сопротивления, выполненные в виде полости—камер и узких кольцевых щелей — сужения. В этих сужениях газ за счет снижения давления получает большую ско-



рость, которая затем падает в камерах, расположенных за каждым сужением. При этом скоростная энергия теряется, частично или полностью переходя в теплоту без восстановления статического давления.

Конструктивно лабиринтное уплотнение выполняется в виде системы кольцевых канавок на поверхности поршня, образующих в сочетании с внутренней поверхностью цилиндра, в котором перемещается этот поршень, систему лабиринтовых камер. Лабиринтные камеры расположены по длине поршня на равных расстояниях друг от друга.

Лабиринт, уменьшающий утечку газа, выполняется в виде большого числа круговых канавок. Величину зазоров выбирают минимально возможной с учетом неизбежных температурных деформаций цилиндра.

Достоинства лабиринтного уплотнения состоят в том, что в этом случае теоретически отсутствует непосредственный контакт между поршнем и цилиндром, а следовательно, нет трения между ними. Это позволяет применять уплотнения и в ступенях без подачи смазки в цилиндры.

Представление о величине утечки воздуха через лабиринт с канавками различного профиля в зависимости от длины лабиринтного уплотнения, радиального зазора в нем и давления перед лабиринтом дает рис. 8.6. Он отражает результаты опытов, проведенных в стационарных условиях: при неподвижном поршне, постоянном давлении воздуха перед поршнем и свободном выходе утечек в атмосферу. Диаметр лабиринтного уплотнения был равен 120 мм. На графике, помещенном слева, нанесены также кривые для утечек через зазоры между гладкими поверхностями и при уплотнении поршневыми кольцами.

На протяжении цикла компрессора величина утечек переменна. Для получения утечки, средней за цикл, можно воспользоваться графиками рис. 8.6, вычислить массовую утечку при давлениях в различных точках индикаторной диаграммы, построенной по углу поворота кривошипа и осреднить полученные значения.

Величина утечек прямо пропорциональна диаметру поршня, скорости звука в газе и зависит от отношения давления до и после лабиринта.

Относительные утечки газа через лабиринтное уплотнение увеличиваются с ростом перепада давления на уплотнение  $\Delta p$ , площади щелей  $f$ , и уменьшаются с ростом частоты вращения коленчатого вала  $n$ , хода  $S$  и площади поршня  $F$ . Поэтому для уменьшения утечек компрессоры с лабиринтными уплотнениями высокооборотные и с длинными ходами поршня. Средняя скорость поршня в таких машинах обычно выше 4 м/с.

Радиальный зазор между поршнем и цилиндром выбирают в зависимости от диаметра цилиндра и давления газа; обычно они находятся в пределах от 0,05 до 0,2 мм. В связи с тем что зазор очень мал накладываются жесткие требования по равномерности



температурного поля по диаметру и высоте цилиндра, имеющего жидкостное охлаждение, а также на жесткость поршневого штока.

Преимуществами компрессоров с лабиринтным уплотнением поршня являются их надежность и долговечность.

Утечки газа через лабиринты снижают экономичность этих компрессоров, но потеря в экономичности частично компенсируется

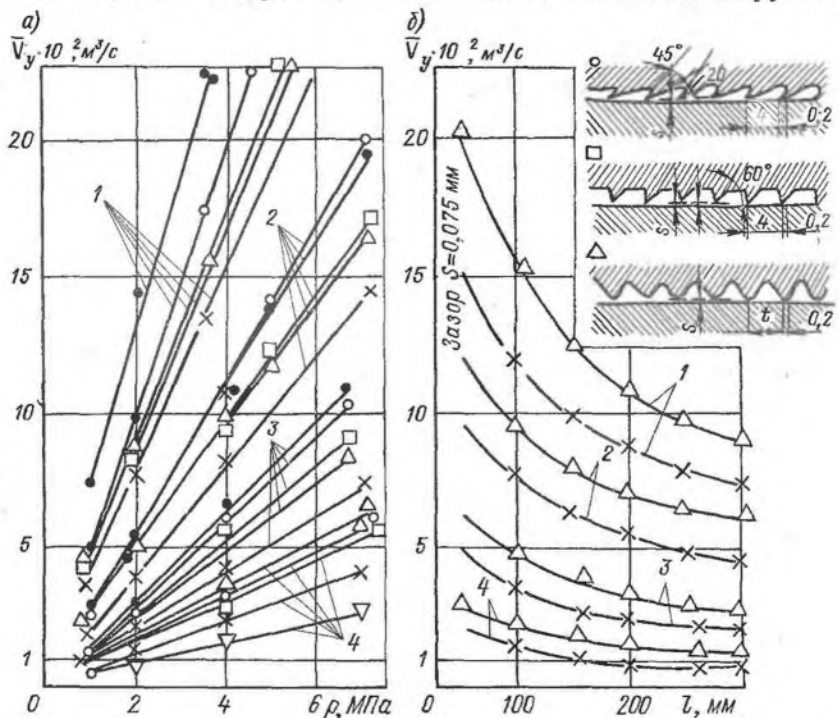


Рис. 8.6. График утечек через лабиринтное уплотнение с канавками различного профиля и различными радиальными зазорами  $S$ : а — зависимости от перепада давления на лабиринте (при длине лабиринта 300 мм):

1 —  $s = 0,2$ ; 2 —  $s = 0,115$ ; 3 —  $s = 0,075$ ; 4 —  $s = 0,050$  мм;

б — зависимости от длины лабиринта:

1 —  $\Delta p = 6,5$ ; 2 —  $\Delta p = 4,0$ ; 3 —  $\Delta p = 2,0$ ; 4 —  $\Delta p = 1,0$  МПа.

О — профиль 1-го лабиринта; □ — профиль 2-го лабиринта; △ — профиль 3-го лабиринта при шаге  $t = 4$  мм; × — профиль 3-го лабиринта при шаге  $t = 1,1$  мм; ● — гладкие поверхности; ▽ — поршневые кольца

отсутствием поршневых колец, трение которых поглощает не менее 5 % потребляемой компрессором энергии.

Лабиринтные уплотнения поршней не нашли большого распространения в компрессоростроении, так как для хорошей герметичности необходимо иметь малые зазоры между поверхностями цилиндра и наружной поверхностью буртиков на поршне. Последнее очень трудно обеспечить для поршней, изготовляемых из самосмазывающихся материалов, вследствие следующих причин.

1. Температура поверхности цилиндра вдоль образующей и по периметру во время работы компрессора переменная. Вследствие этого возникает изменение величины диаметра цилиндра и отклонение формы отверстия от окружности. Коэффициент линейного расширения самосмазывающихся материалов, как правило, почти в десять раз больше, чем у стали и при малом зазоре между цилиндром и поршнем при рабочей температуре компрессора будет происходить касание поверхностей цилиндра и поршня. Поэтому необходимо задавать зазоры между цилиндром и поршнем при их рабочей температуре значительно большими, чем это необходимо для обеспечения минимальных протечек через уплотнение. Монтажные зазоры между цилиндром и поршнем из-за большой разницы их коэффициентов линейного расширения материалов достигают значительной величины, что отрицательно сказывается на производительности компрессора при его пусковом режиме работы.

2. Касание поверхностей поршня и цилиндра происходит также при нарушении соосности осей цилиндра и поршня из-за износа направляющих крейцкопфа и центрирующей движение штока и поршня направляющей втулки.

3. Если лабиринтное уплотнение работает удовлетворительно на расчетном режиме, то при меньших отношениях давлений возрастут размеры щелей, расходы газа через лабиринт, ухудшится характеристика ступени.

Отмеченные недостатки лабиринтного уплотнения устранены в конструкции уплотнения, работающего в начале эксплуатации как контактное, а затем в чисто лабиринтном режиме.

Наборный поршень в цилиндре фиксируется двумя направляющими кольцами и не касается поверхности цилиндра. В канавку, образованную между двумя дистанционными кольцами 8 и 9 (рис. 8.7), надеваемыми на тело поршня, устанавливается одно или два разрезных поршневых кольца 3, 4, выполненных из самосмазывающихся материалов. В сечении эти кольца имеют форму уголка или перевернутой буквы «Г» русского алфавита. Если в канавку устанавливаются два кольца, то они соприкасаются длинными сторонами.

На кольцевые выступы поршневых колец надеваются неразрезные кольцевые ограничительные вставки 2, 5, имеющие внутренний диаметр по меньшей мере равный сопряженному диаметру выступа колец 3, 4. Из-за разности внутреннего диаметра неразрезного ограничительного кольца и наружного диаметра выступа поршневого кольца образуется зазор 6.

На внутреннюю поверхность поршневых колец, обладающих небольшой упругостью, оказывает давление экспандер 10 и прижимает наружные поверхности колец к поверхности цилиндра. При работе компрессора сила, прижимающая кольца к цилиндру, усиливается еще давлением газа. На рис. 8.7 (дет. 5) показана неразрезная ограничительная кольцевая вставка, имеющая на торцевой поверхности радиальные канавки, равномерно расположен-

ные по окружности кольца. Суммарная площадь канавок должна быть не меньше площади осевой щели, чтобы в объеме 7 давление газа равнялось давлению перед кольцом.

Поршневые кольца 3 и 4 установлены в наборном поршне. Если в канавку дистанционного кольца вставляются два кольца, то замки в них должны быть повернуты относительно друг друга на угол в  $180^\circ$ . Последнее устраняет сквозной поток газа через кольца.

В первый период времени работа такого уплотнения происходит в чисто контактном режиме. Кольца упираются в поверхность

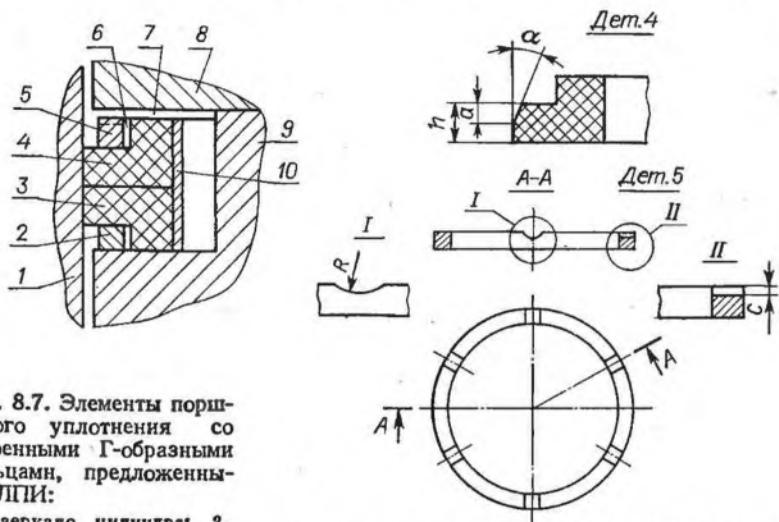


Рис. 8.7. Элементы поршневого уплотнения со сдвоенными Г-образными кольцами, предложенными ЛПИ:

1 — зеркало цилиндра; 2, 5 — неразрезные ограничительные кольца; 3, 4 — поршневые кольца; 6 — зазор между внутренней поверхностью ограничительного кольца и наружной поверхностью кольцевого выступа; 7 — осевой зазор со стороны высокого давления; 8, 9 — тело поршня; 10 — ленточный экспандер

цилиндра, скользят по ней и конечно изнашиваются. В результате износа наружной поверхности кольца происходит увеличение зазора в замке кольца и увеличение наружного диаметра выступа, на которое одето неразрезное металлическое кольцо.

В тот момент, когда сравниваются величины внутреннего диаметра металлического кольца 5 и диаметра выступа поршневого кольца 4, последнее теряет возможность расширения и прижимается к поверхности цилиндра перепадом давления газа на кольце и экспандером. Однако износ наружной поверхности кольца в какой-то степени может продолжаться ввиду возможного колебания оси поршня относительно оси цилиндра, но, как показывает практика, интенсивность его незначительна. В образовавшуюся щель между наружной поверхностью кольца и цилиндром устремится поток газа, который будет самоцентрировать кольцо. В случае применения сдвоенных колец для лучшего центрирования кольца в цилиндре полезно делать на кольце (дет. 4) скос под углом  $1,5-$

2,5°, обеспечивающий конфузорное течение газа через щель кольца. Длина скоса, как показали опыты, должна составлять  $(0,3 \div 0,5) h$ .

С момента ограничения расширения поршневого кольца и устранения постоянного контакта его с поверхностью цилиндра уплотнение начинает работать в лабиринтном режиме. В начале этого процесса зазор между кольцом и цилиндром будет минимальным, а затем несколько возрастет, но условный зазор  $\delta_y$  по периметру кольца практически мало отличается от  $\delta_y$  поршневого кольца, работающего в контактном режиме.

Экспериментальные исследования такого уплотнения поршня показали, что потери на преодоление трения в лабиринтном режиме сокращаются в шесть—десять раз. При этом также происходит снижение температуры поверхности цилиндров, увеличение утечек незначительно. Так, температура стенки цилиндра вблизи клапанной плиты в ступени с тронковым поршнем при режиме работы  $p_k = 10$  МПа,  $\Pi = 3$  и давлении за уплотнением  $0,1$  МПа при частоте вращения коленчатого вала  $n = 13,35$  с<sup>-1</sup> упала больше, чем на  $40$  К при переходе режима работы уплотнения с контактного на лабиринтный. При увеличении частоты вращения вала с  $n$   $6,66$  до  $13,35$  с<sup>-1</sup>, т. е. вдвое, относительная величина внешних утечек уменьшалась в  $2,2$  раза и составляла  $3,25$  %, но была примерно на  $1,0$  % больше, чем у уплотнения с контактными поршневыми кольцами. При большем возрастании частоты вращения вала и с увеличением продолжительности работы уплотнений преимущества уплотнений с кольцами, работающими в лабиринтном режиме, значительно увеличиваются сравнительно с уплотнениями, имеющими кольца контактного типа. Быстрый износ контактного типа колец приводит к увеличению зазоров в замках колец и к соответствующему увеличению протечек через уплотнение.

Потери на трение контактно-лабиринтного поршневого уплотнения были определены на специальном экспериментальном стенде Леннихиммаша. Для определения сил трения уплотнения контактно-лабиринтного типа в контактном, переходном и лабиринтном режиме его работы, а также утечек через уплотнение, было испытано поршневое уплотнение с одним Т-образным кольцом диаметром  $50$  мм, составленным из двух Г-образных колец с суммарной осевой высотой кольца  $h = 8$  мм и изготовленных из материала АФГ-80ВС. Режим работы давления нагнетания  $p_k = 2,04$  МПа, давление всасывания  $p_n = 1,03$  МПа, частота вращения вала  $5$  с<sup>-1</sup>, средняя скорость поршня  $c_n = 2,2$  м/с.

График силы трения по углу поворота вала при переходе с контактного на лабиринтный режим работы уплотнения приведен на рис. 8.8. При контактном режиме работы уплотнения средняя сила трения составляла  $F_{\text{тр}} = 286$  Н; при лабиринтном  $F_{\text{тр}} = 42$  Н; сила трения холостого хода  $F_{\text{max}}$   $= 9,0$  Н.

Переход с контактного на лабиринтный режим привел к снижению силы трения в  $6,8$  раза. Значительная кривизна кривых  $1$ ,

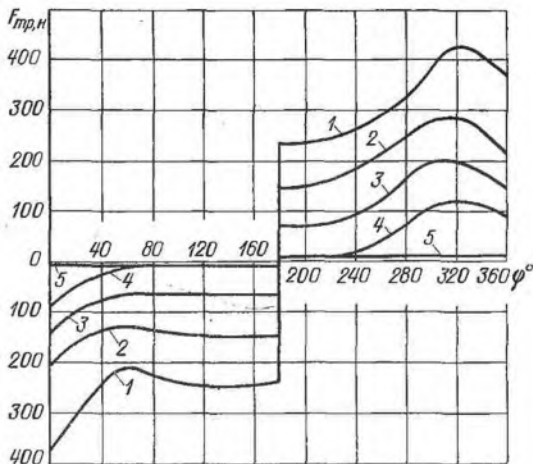


Рис. 8.8. График сил трения кольца в зависимости от угла поворота вала при переходе от контактного к лабиринтному режиму работы:

1 — контактный режим работы; 2, 3 — переходный режим; 4 — лабиринтный режим с частичным касанием зеркала цилиндра на участках сжатия и расширения; 5 — тарировочная линия при отсутствии нагрузки

2, 3 и 4 сил трения отражает влияние процессов сжатия и расширения ступени компрессора на величину силы трения.

Кривая 4 показывает, что лабиринтный режим работы кольца имеет место не на всей величине хода поршня (причиной этому — значительная податливость материала кольца).

## 8.6. САЛЬНИКОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ШТОКОВ

Сальниковое уплотнение в поршневых компрессорах применяется для уплотнения штоков, а иногда и плунжеров ступеней высокого давления.

Уплотняющее устройство сальника помещается между подвижным штоком и неподвижными деталями сальниковой камеры. Оно закрывает щель между подвижными и неподвижными деталями. Между штоком и уплотняющими элементами сальника всегда существует во время работы машины какая-то узкая щель, позволяющая штоку двигаться в сальнике. Минимальная величина этой щели достигается прижатием уплотняющих элементов к штоку.

Утечки жидкости или газа через сальник  $\bar{V}_y$  (м<sup>3</sup>/с) определяются зависимостью

$$\bar{V}_y = 2,6 \frac{\delta^3 \cdot d \cdot \Delta p}{\eta l}, \quad (8.3)$$

где  $\delta$  — радиальный зазор, м;  $d$  — диаметр уплотняющего штока, м;  $l$  — длина сальника, м;  $\Delta p$  — перепад давления, Па;  $\eta$  — коэффициент динамической вязкости протекающей через щель среды, Па·с.

Формула (8.3) справедлива при ламинарном режиме течения жидкости и концентрическом расположении штока и сальника. При смещении в пределах зазора величина утечек может возрасти в 2,5 раза.

Радиальный зазор  $\delta$  может быть теоретически весьма мал — например, в пределах толщины устойчивой масляной пленки, обеспечивающей смазку штока и сальника. Однако практически этот

зазор всегда больше (величина его переменна и зависит от формы и точности выполнения сопряженных поверхностей штока и уплотняющих колец сальника, а также от степени шероховатости этих поверхностей, от качества монтажа, от степени приработки и т. д.). Введение в зазор смазки, имеющей высокую вязкость, резко снижает утечку газа.

Различаются сальники с принудительным уплотнением и самоуплотняющиеся. Первые выполняются с мягкой или полумягкой набивкой. Самоуплотняющиеся сальники выполняются многокамерными с уплотняющими элементами в каждой из камер. На каждый из уплотняющих элементов приходится лишь часть общего перепада давления, что снижает давление элементов на шток, уменьшаются сила трения, износ сальника и штока. Наиболее распространены самоуплотняющиеся сальники с элементами в виде плоских или трапециевидных разрезных колец, которые заключены в камеры и притерты друг к другу торцами (рис. 8.9). Такие сальники имеют длительный срок службы.

Основное усилие, прижимающее уплотнительные кольца к штоку  $R$ , возникает под влиянием разности давлений в камере и щели между кольцом и штоком. Если закон изменения давления в щели допустить линейным, то величина этой силы будет равна

$$R = (p_1 + p_2)/2, \quad (8.4)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  — давления газа до и после камеры.

Перепады давлений по камерам сальника не одинаковы. Наибольший перепад давлений возникает в камере, расположенной первой от полости цилиндра. У ступеней высокого давления значительный перепад давления имеет место не только в первой, но и в последней камере. Соответственно перепадам давлений износы уплотняющих колец так же не одинаковы — в малонагруженных камерах они малы и возрастают лишь в том случае, если смежная камера, воспринимающая большой перепад давлений, теряет плотность.

Сальники с плоскими уплотняющими элементами предназначены для уплотнений штоков поршневых компрессоров, работающих со смазкой, без подачи смазки и ограниченной смазкой цилиндрических групп на газах, не содержащих твердых включений, так как они оказывают абразивное по отношению к парам трения действие или ухудшают служебные свойства смазки (ОСТ 26—12—2035—83). Стандарт распространяется на уплотнительные элементы и уплотнительные устройства штоков поршневых компрессоров давлением нагнетания до 10,0 МПа и обеспечивает работоспособность 8000 часов.

Стандартом предусмотрены четыре типа уплотнительных элементов: уплотнительный элемент типа А из двух колец — замыкающего (из трех частей) и уплотняющего (из шести частей) (рис. 8.10); уплотнительный элемент типа Б из двух колец уплотняющих, имеющих радиальный и тангенциальный разрез и не-



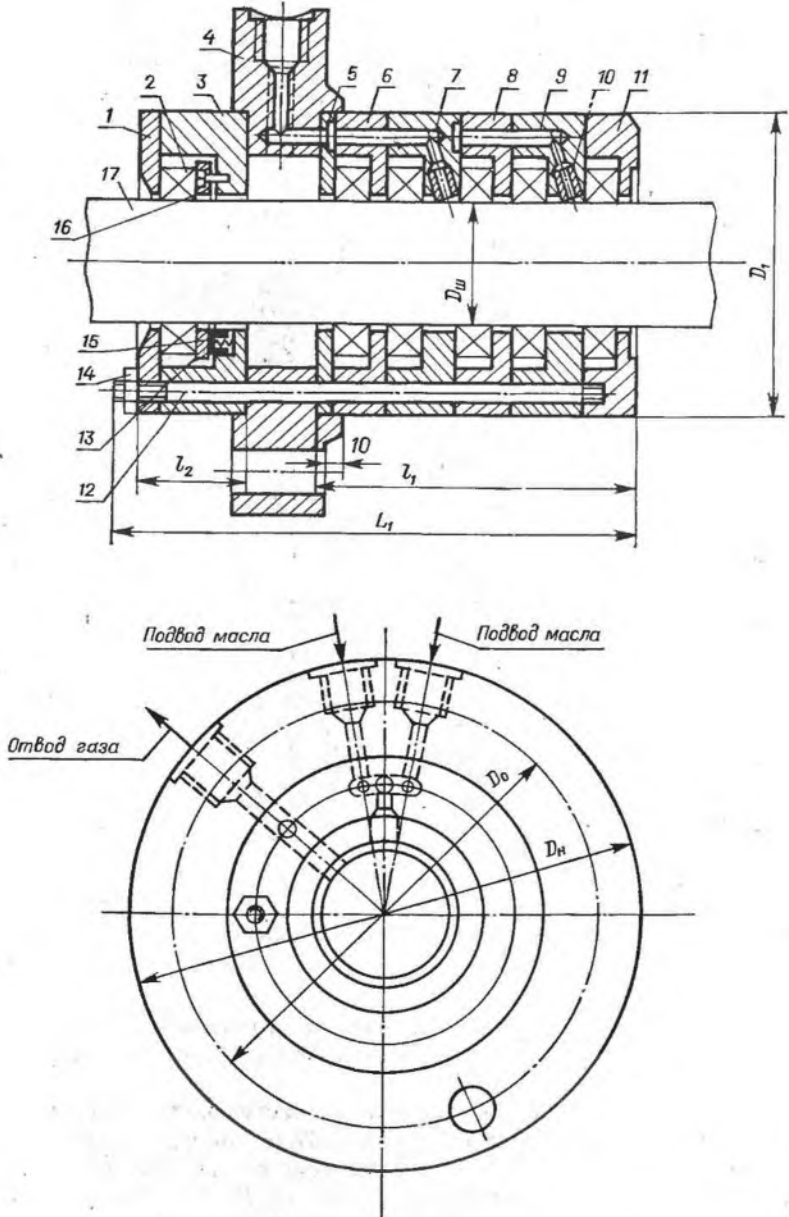


Рис. 8.9. Сальник штока с плоскими уплотняющими элементами:

1 — камера; 2 — уплотняющий элемент; 3 — камера отвода газа; 4 — фланец; 5 — шайба промежуточная; 6, 7, 8, 9, 11 — камеры; 10 — трубка; 12 — шпилька; 13 — пружина; 14 — гайка; 15 — упорное кольцо; 16 — винт; 17 — шток



отъемный сегмент; уплотнительный элемент типа В из двух колец — замыкающего (с одним радиальным разрезом) и уплотняющего (из двух частей с отъемным сегментом), уплотнительный элемент Г из двух колец — замыкающего и уплотняющего, каждое из которых состоит из трех частей с угловой разрезкой.

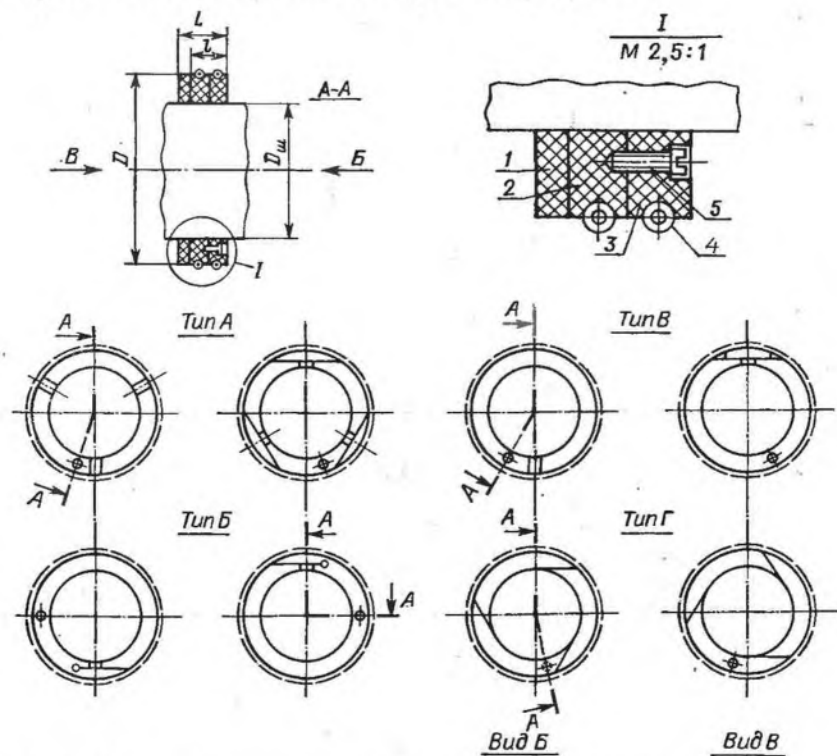


Рис. 8.10. Типы стандартных плоских уплотняющих элементов:

1 — кольцо защитное; 2 — кольцо уплотняющее; 3 — кольцо замыкающее; 4 — пружина; 5 — винт

В уплотнительных элементах кольца стягиваются браслетными пружинами, обеспечивающими прижатие их частей между собой и к штоку.

Компенсация смещения отдельных частей колец при температурных деформациях и при износах рабочих поверхностей обеспечивается для уплотнительных элементов: тип А, В и В — за счет зазоров в радиальных разрезах колец; тип Г — за счет перемещений, не нарушающих плотность соединения частей, по разрезу с углом  $95^\circ$ .

Зазоры в радиальных разрезах уплотнительных колец типов А, В и В в осевом направлении перекрываются и уплотняются замыкающими кольцами.

Таблица 8.1

Перепад давления $\Delta p$ , МПа	Число уплотнительных элементов при диаметре штока, мм	
	24—50	60—130
0,4—1,0	3	4
1,6—4,0	4	5
6,3—10,0	6	8

Зазоры в разрезах замыкающих и уплотняющих кольцах смещены относительно друг друга и фиксируются в элементах штифтов.

Защитные (противозэкструзионные) кольца устанавливаются при повышенных перепадах давлений газа и предназначены для предотвращения выдавливания материала уплотняющего кольца в зазор между опорным торцом сопряженной камеры

и штоком. Неметаллические материалы, используемые для изготовления уплотнительных элементов, по твердости условно подразделяются на три группы: I — мягкие, II — средней твердости и III — твердые (ГОСТ 4670—77\*).

К I-й группе твердости относятся: фторопласт АФГ-80ВС, Ф4К20 флубон 15 и 20; ко II-й группе относятся полиамид ПА6-110, полиамид ПА66-КС, к III-й группе — АТМ-2, текстолит марки III, графелон 10, 20, 35.

Из материалов I-й группы твердости рекомендуется изготовление уплотнительных элементов по типу Б и В, из материалов II-й группы — по типу А, В и Г; из материалов III-й группы твердости — по типу А и Г.

Кольца защитные 1 рекомендуется изготавливать из материала III-й группы твердости или антифрикционных материалов (бронзы) для работы уплотнительных элементов со смазкой.

Число уплотнительных элементов определяется перепадом давления и диаметром штока (табл. 8.1).

Для условий сверхвысокого давления применяются манжетные сальники. Их уплотняющие элементы — манжеты — не имеют прорезов, но под влиянием разности давления деформируются, что устраняет зазоры вокруг штока и по контуру прилегания к камере. Манжеты изготавливают из поликапролактама (полиамидной смолы П-68) — материала, сочетающего эластичность с высокими механическими качествами и антифрикционными свойствами. Манжеты из этого материала, применяемые в сальниках сверхвысокого давления, при давлении 150 МПа и скорости плунжера 1,12 м/с и имеют срок службы 4—6 месяцев.

Для повышения срока службы сальники сверхвысокого давления выполняются многокаскадными, с заданным распределением общего перепада давления между уплотняющими элементами

## ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И КОММУНИКАЦИИ

### 9.1. КОММУНИКАЦИИ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ

Схема основного газового тракта компрессорной установки представлена на рис. 3.4. Газ поступает в приемное устройство коммуникации 1, затем очищается от механических примесей в фильтре 2 и через буферную емкость 3 всасывается в первую ступень компрессора 4. Эта часть коммуникации называется линией всасывания установки.

Из нагнетательного патрубка первой ступени газ с более высоким давлением и температурой по межступенчатой коммуникации поступает к всасывающему патрубку второй ступени. Межступенчатые коммуникации соединяют нагнетательные патрубки предыдущих с всасывающими последующих. В них происходят охлаждение газа в холодильнике 5 и очистка от капельной жидкости в водомаслоотделителе 6. С целью выравнивания пульсации скоростей и давлений в коммуникациях после нагнетательного и перед всасывающим патрубками обычно устанавливаются буферные емкости 3.

После нагнетательного патрубка последней  $z$ -ступени устанавливается конечный холодильник, водомаслоотделитель и газосборник (ресивер) 7, из которого газ поступает в сеть. Эта часть газового тракта называется линией нагнетания. Межступенчатые коммуникации входят непосредственно в состав компрессора и выполняются заводом-изготовителем. Линии всасывания и нагнетания установки очень сильно зависят от технологического процесса обслуживаемого компрессором и изготавливаются по месту. При проектировании газопроводов стремятся выполнить их возможно короче (с целью снижения металлоемкости) и прямее. Размеры сечения труб находят из упрощенного уравнения неразрывности

$$F_{\text{п}}c_{\text{п}} = f_{\text{тр}}c_{\text{тр}},$$

где  $F_{\text{п}}$ ,  $c_{\text{п}}$  — площадь поршня и его средняя скорость;  $f_{\text{тр}}$ ,  $c_{\text{тр}}$  — площадь сечения трубопровода и скорость газа.

Допустимое значение  $c_{\text{тр}}$  для стационарных компрессоров изменяется от 16 до 8 м/с, причем меньшие значения следует принимать на последних ступенях и для газов с большой плотностью. В транспортных машинах допускаются более высокие скорости.

Все трубопроводы конструируются с минимумом разъемных соединений для лучшей герметичности и надежности коммуникации. Разъемными выполняются только те трубопроводы, которые присоединяются к аппаратам и стандартной арматуре. Так как при работе компрессора трубопроводы коммуникаций нагре-

ваются, то необходимо учесть их удлинения и поставить компенсаторы или выбрать соответствующую форму трубопровода.

Трубопроводы установки подвергаются гидравлическим испытаниям.

## 9.2. МЕЖСТУПЕНЧАТЫЕ И КОНЦЕВЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ ГАЗА

Классификация газоохладителей. Охладители газа, используемые в компрессорных установках, разделяются по назначению и месту установки на межступенчатые и концевые. Первые используются для охлаждения газа между ступенями сжатия. Использование вторых обусловлено требованиями эксплуатации и техники безопасности. Снижение температуры газа в газоохладителях позволяет освободить газ от водяного конденсата и масла в специальных влагомаслоотделителях, и таким образом предотвратить обмерзание трубопроводов вне помещения компрессорной станции в зимнее время. Охлаждение газа уменьшает время нахождения масла в горячем газе, т. е. уменьшает возможность окисления масла и количество нагарообразований в трубопроводах, а, следовательно, уменьшает опасность взрыва.

Охлаждение газа в газоохладителях производят водой или воздухом. Воздушное охлаждение нашло применение в передвижных компрессорных станциях и для стационарных компрессоров в районах с высокой стоимостью воды. Применение воздушного охлаждения снижает капитальные затраты, так как при этом не требуется сооружения систем водоснабжения и канализации, охлаждающих воду градирен и насосных станций. С точки зрения компрессорного рабочего цикла, применение воздушного охлаждения может быть осуществлено, если достаточное охлаждение газа до температуры, превышающей примерно на  $20^\circ$  температуру окружающего воздуха.

Газоохладители различают также по типам теплообменных поверхностей. Наиболее часто используются трубчатые, пластинчатые и пластинчато-ребристые теплообменные поверхности.

Конструкции газоохладителей. Газоохладители выполняются в различных конструктивных исполнениях: кожухотрубными, элементными, типа труба в трубе; *U*-образными; змеевиковыми; секционными и радиаторными. Змеевиковые и *U*-образные газоохладители имеют гладкие трубы, остальные типы могут быть гладкотрубными и ребристо-трубными. В последнее время получили применение пластинчато-ребристые охладители, набираемые из унифицированных элементов (секций).

Конструкция компрессоров газоохладителей зависит от условий применения и, прежде всего, от давления охлаждаемого газа. Для низких давлений (3—3,5 МПа) используются преимущественно кожухотрубные, элементные, пластинчатые и пластинчато-ребристые, а для более высоких давлений — кожухотрубные, труба в трубе и *U*-образные газоохладители. Змеевиковые охладители

применяются на различные давления, главным образом, в компрессорах малой производительности.

Кожухотрубные газоохладители представляют собой пучок труб, закрепленных в трубных дисках, и заключенных в общий кожух (рис. 9.1). При низком давлении газа коэффициент тепло-

Рис. 9.1. Кожухотрубный холодильник

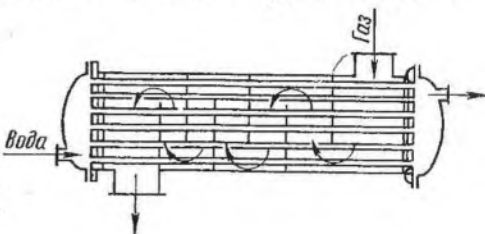
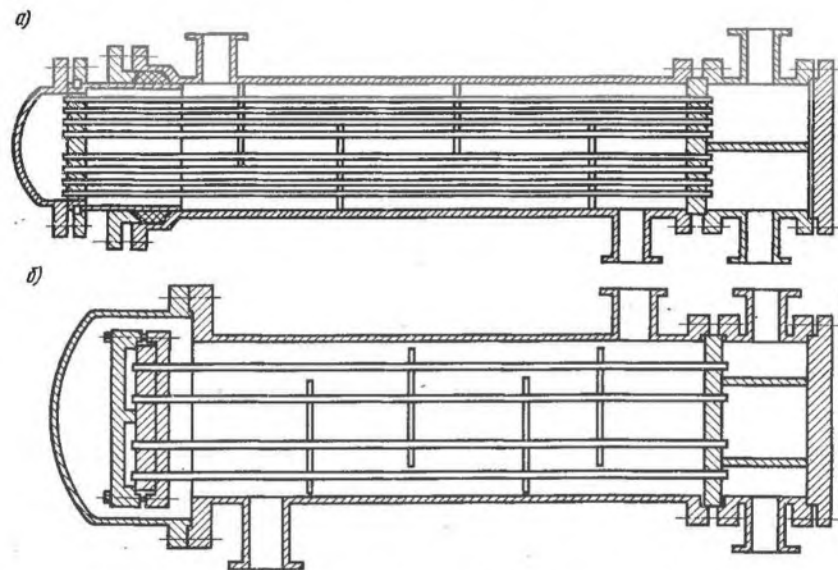


Рис. 9.2. Холодильники: а — с сальниковым компенсатором; б — кожухотрубный с плавающей головкой



отдачи от газа к трубе меньше, чем коэффициент теплоотдачи от трубы к воде. Поэтому воду направляют по трубам, а газ омывает трубы с внешней стороны, которая имеет большую поверхность и может быть оребренной. Коэффициент теплоотдачи от газа к трубам при поперечном обтекании выше, чем при продольном. Для осуществления поперечного тока газа в кожухотрубных охладителях устанавливают сегментные или кольцевые перегородки. При установке перегородок увеличиваются путь газа при контакте с трубами и время контакта при обеспечении соответствующих скоростей обтекания. Расстояния между перегородками выбирают в пределах  $(0,25 \div 0,5) D$  с постепенным уменьшением к выходу газа; при дисковых перегородках расстояние между ними составляет  $(0,1 \div 0,25) D$ , где  $D$  — внутренний диаметр кожуха. Тол-

шина перегородок выбирается в пределах 5—10 мм, для того чтобы обеспечить достаточную жесткость и уменьшить износ трубок в перегородках. Для уменьшения истирания трубок о перегородки и предотвращения протечек в зазорах труба—перегородка в отверстия перегородок в некоторых случаях устанавливают резиновые или пластмассовые втулки.

Между трубным пучком и обечайкой-кожухом газоохладителя остается зазор, по которому газ может течь в обход труб и не охлаждаться. Установка боковых щитов устраняет эти протечки газа.

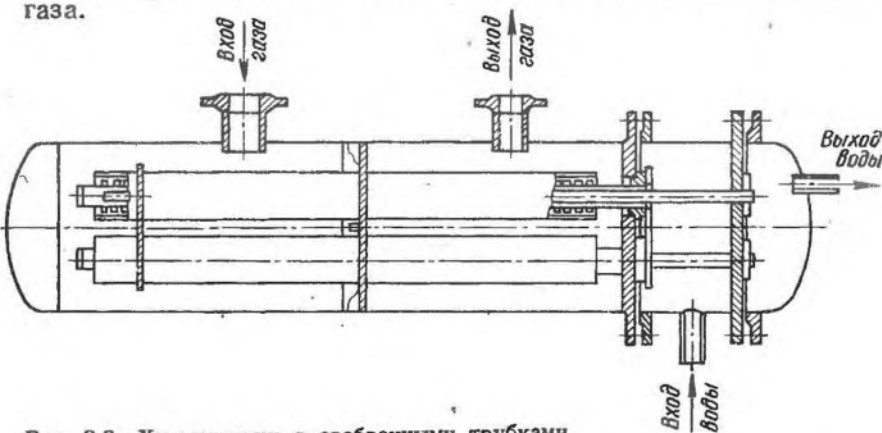


Рис. 9.3. Холодильник с оребренными трубками

В многотрубных охладителях применяют трубы с небольшим внутренним диаметром  $d_1 = 12 \div 20$  мм. Малый диаметр труб увеличивает площадь теплопередающей поверхности, приходящуюся на единицу объема. В охладителях с поперечными перегородками используют гладкие или низкооробренные трубки.

Размещение труб в трубных досках кожухотрубных газоохладителей выполняют по вершинам равносторонних треугольников в шахматном порядке или по вершинам равнобедренных треугольников. Шаг между трубками  $s_1 = (1,3 \div 1,5) d_2$ , где  $d_2$  — наружный диаметр трубки. Расположение трубок по концентрическим окружностям или в коридорном порядке (трубка под трубкой) менее эффективно при поперечном обтекании трубок газом и применяется крайне редко.

Трубки закрепляют в трубных досках развальцовкой, склейкой эпоксидными смолами, пайкой или сваркой. Трубки, внутри которых течет вода, имеют меньшую температуру, чем кожух. Эта разница в температурах приводит к различному тепловому удлинению. В случае жесткого соединения пучка труб с корпусом могут возникнуть значительные напряжения в материале труб и кожуха. Поэтому, если разность температур труб и кожуха превышает  $40\text{—}50^\circ$ , в газоохладителях большой длины предусматри-



вают компенсаторы тепловых расширений. Для этого трубный пучок жестко фиксируют с одной стороны, давая возможность этому пучку и кожуху расширяться независимо друг от друга (рис. 9.2).

Кожухотрубные газоохладители выполняются вертикальными и горизонтальными. Охлаждаемый газ направляют сверху вниз, а поток воды, температура которой в охладителе повышается, — снизу вверх для того, чтобы избежать свободных токов во встречном направлении.

Кожухотрубные газоохладители могут быть изготовлены из труб с продольными ребрами (рис. 9.3). В таких конструкциях необходимо обеспечить хорошее равномерное омывание труб газом. В конструкции, показанной на рисунке, для этого вокруг каждой трубы устроен направляющий поток кожух.

Вследствие пульсирующего потока газа, характерного для поршневых компрессоров, гидравлические потери в охладителе больше, чем при плавном потоке газа. Поэтому поток газа в охладителе стремятся сгладить, для чего в газоохладителе устраивают, если возможно, специальные полости, играющие роль буферных емкостей. В газоохладителе одна половина емкости кожуха служит для гашения пульсаций потока газа на входе в направляющие кожухи, другая — на выходе. Иногда в кожухотрубные газоохладители встраивают не только буферные емкости, но и влагомаслоотделители.

Кожухотрубные охладители высокого давления имеют ток газа внутри труб, так как при этом кожух не воспринимает высокого давления и его можно не делать толстостенным. С точки зрения теплопередачи, поток газа внутри трубок, где поверхность меньше, чем с внешней стороны, может быть оправдан тем, что при высоких давлениях коэффициенты теплоотдачи от газа к трубе и от трубы к воде оказываются величинами одного порядка. Большое значение с этой точки зрения имеет увеличение скорости воды, омывающей трубки.

Элементные газоохладители изготавливаются вертикальными или горизонтальными. В корпусе охладителя имеются вставные теплообменные элементы, состоящие из оребренных труб с насаженными пластинчатыми ребрами или из труб с накатанными высокими ребрами (рис. 9.4). Внутри труб течет вода. Поток газа, омывающий трубки, не имеет поворотов, а на входе и выходе имеются буферные емкости, что приводит к малым гидравлическим потерям давления. В конструкции элементного охладителя важным является уплотнение теплообменного аппарата в корпусе, чтобы предотвратить протечки газа мимо охлаждающего элемента. Во избежание значительных вибраций частота свободных колебаний труб элементов не должна совпадать или быть кратной частоте вращения коленчатого вала компрессора.

Охладители типа труба в трубе применяются для высоких давлений от 4 до 150 МПа (рис. 9.5). Охладители такого типа представляют собой блок из необходимого числа секций, каждая из



которых состоит из концентрически расположенных (одна в другой) двух труб разного диаметра, и делаются противоточными. Число последовательно соединяемых секций определяется площадью необходимой теплопередающей поверхности.

Движение газа осуществляется либо в межтрубном пространстве (до давления 20 МПа), либо по внутренней трубе. В тех случаях, когда газ движется по межтрубному пространству, а вода по внутренней трубе, используют продольно-оребрённые внутренние трубы. Если газ движется по внутренней трубе, то последняя

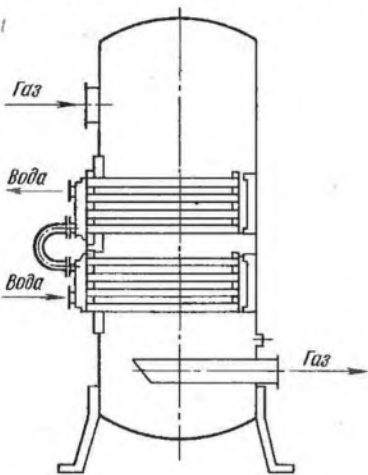
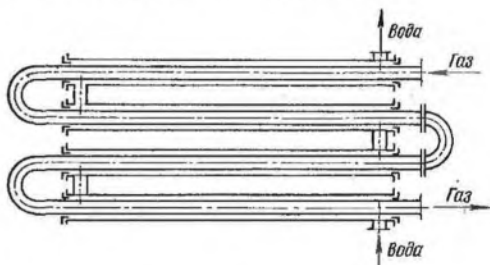


Рис. 9.4. Элементарный холодильник

Рис. 9.5. Холодильник труба в трубе



выполняется гладкой. Охладители типа «труба в трубе» легко разбираются и легко чистятся, но громоздки и металлоёмки.

*U-образные газоохладители* используются для высоких давлений. Они представляют собой разновидность кожухотрубных охладителей с потоком газа в трубах, согнутых вдвое. Такой охладитель может быть выполнен вертикальным, занимающим мало места, и очистка его в этом случае будет проста, так как трубный пучок может быть вынут вверх.

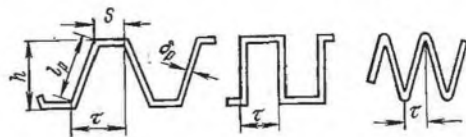
*Змеевиковый газоохладитель* представляет собой трубу, свернутую в змеевик, внутри которой течет газ. Змеевик омывается или потоком воздуха, подаваемым вентилятором, или водой. В последнем случае змеевик помещают в резервуар, через который протекает вода. Иногда змеевик охладителя располагается в расширенной охлаждающей рубашке цилиндра компрессора. При низких давлениях змеевиковые охладители применяются на малых поршневых компрессорах, а при высоких давлениях газа они не рациональны, так как малая скорость воды, омывающей трубки, значительно уменьшает эффективность процесса теплопередачи (скорость газа в змеевике выбирают от 10 до 30 м/с).

*Газоохладители радиаторного типа* применяются в компрессорах воздушного охлаждения и представляют собой пучок из

несколько рядов труб, закрепленных в двух трубных досках, который обдувается потоком воздуха, идущим перпендикулярно трубному пучку. Трубки радиаторных охладителей делают ребренными и часто плоскоовальной формы. Скорость газа, набегающего на радиаторный охладитель, выбирается в пределах от 7 до 15 м/с. Для обеспечения более равномерного обдува всей поверхности охладителя иногда используют дефлектор. Последний особенно эффективен, если обдуваемая вентилятором площадь меньше, чем фронтальная площадь газоохладителя.

Пластинчато-ребристые теплообменники (ПРТ) нашли применение как газоохладители воздушного охлаждения при давлении

Рис. 9.6. Типы насадок в пластинчато-ребристом охладителе



газа до 5 МПа. На рис. 9.6 показаны типы насадок ПРТ, а в таблице 9.1 приведены их характеристики. Пластинчато-ребристые теплообменники представляют собой набор унифицированных блоков, объединенных общими коллекторами подвода и отвода сжатого газа. Число блоков определяется требуемой теплопередающей площадью. Унифицированные блоки могут соединяться последовательно и параллельно. Всасываемый вентилятором воздух проходит через поперечные каналы, омывая расположенные в них ребра. Рациональная скорость охлаждающего ПРТ воздуха выбирается в пределах  $w_v = 10 \div 20$  м/с. Совместная работа теплообменника с вентилятором характеризуется условием  $H_v = \Delta p_1$ .

Таблица 9.1

Параметры насадки	Тип насадки							
	ГЭ-6-4,86	ГЭ-4-3,62	ГТ-6-2,13	ГТ-4-1,88	ГТ-3-1,66	ГП-4-2,44	ГП-6-3,78	ГП-4-3,22
Высота ребра $h \cdot 10^{-3}$ , м	6	4	6	4	3	4	6	4
Шаг ребер $\tau \cdot 10^{-3}$ , м	4,9	3,93	1,55	1,55	1,55	2	3	3
Толщина ребра $S \cdot 10^{-3}$ , м	1,9	2,4	0	0	0	2	3	3
Эквивалентный диаметр канала $d_3 \cdot 10^{-3}$ , м	4,86	3,62	2,13	1,88	1,66	2,44	3,77	3,22
Периметр канала $\Pi_2 \cdot 10^{-2}$ , м	2,29	1,61	1,51	1,13	9,5	1,16	1,76	1,36
Свободное сечение на 1 м насадки $f'_c \cdot 10^{-3}$ , м	5,56	3,61	5,05	3,31	2,44	3,42	5,40	3,55

Здесь  $H_B$  — давление воздуха в вентиляторе;  $\Delta p_1$  — сопротивление аппарата, определяемое по формуле

$$\Delta p_1 = \frac{1}{2} \rho_1 w_B^2 (1 + f_1 F_1 / f_{c_1}),$$

где  $w_B$  — скорость охлаждающего воздуха, м/с;  $\rho_1$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $f_1$  — коэффициент, учитывающий трение;  $F_1$  — площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  $f_{c_1}$  — площадь свободного сечения теплообменника, м<sup>2</sup>.

Величина площади свободного сечения определяется из уравнения

$$f_{c_1} = \dot{m}_1 / \rho_1 W_B,$$

где  $\dot{m}_1$  — расход охлаждающего воздуха, кг/с.

Для насадок с прямыми гладкими каналами любой формы, которые применяются в компрессорных ПРТ, коэффициент, учитывающий трение, определяется из уравнения

$$f_1 = 0,88 / \text{Re}^{0,25}.$$

Здесь  $\text{Re}$  — критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = W_B d_0 / \nu_1,$$

где  $d_0$  — эквивалентный диаметр насадки, м;  $\nu_1$  — коэффициент кинематической вязкости воздуха, м<sup>2</sup>/с (скорость охлаждаемого сжатого газа в ПРТ составляет 5—15 м/с).

**Тепловой расчет газоохладителей.** Он может быть двух типов: 1) конструкторским, который имеет своей целью определить площадь теплообменной поверхности, необходимой для охлаждения газа до заданной температуры и расход охлаждающей воды; 2) поверочным, целью которого является определение конечной температуры газа после выбранного теплообменника, т. е. при заданной поверхности теплообмена и заданном расходе воды. При проектировании компрессорных установок и компрессорных машин интерес представляет первый расчет.

Расход охлаждающей воды  $W$  (л/с) определяют, учитывая общий тепловой поток  $Q$  (Вт), который определяется по формуле

$$Q = Q_1 + Q_2,$$

где  $Q_1$  — тепловой поток охлаждения сухого газа;  $Q_2$  — дополнительный тепловой поток, обусловленный охлаждением и частичной конденсацией водяного пара, содержащегося в газе.

При незначительных изменениях теплоемкости газа при постоянном давлении  $c_p$  (Дж/(кг·град)) тепловой поток  $Q_1$  определяется по формуле

$$Q_1 = m c_p (t_1 - t_2), \quad (9.4)$$

где  $m$  — массовый расход газа через охладитель, кг/с;  $t_1$  и  $t_2$  — температуры газа при входе в охладитель и при выходе из него, К.

В тех случаях, когда теплоемкость газа при постоянном давлении  $c_p$  изменяется существенно, расчет ведут по зависимости (9.4).

используя среднее значение  $c_p$  или по формуле

$$Q_1 = m (i_1 - i_2),$$

где  $i_1$  и  $i_2$  — энтальпии газа на входе в охладитель и на выходе из него.

При определении  $i_1$  принимают  $t_1$  из адиабатного сжатия газа в предыдущей ступени, а теплоту, отводимую в цилиндре предыдущей ступени, не учитывают. Дополнительный тепловой поток  $Q_2$  находят из уравнения

$$Q_2 = m [c_{p_n} (x_1 t_1 - x_2 t_2) + (r_n - c_v t_2) (x_1 - x_2)]. \quad (9.5)$$

Здесь  $c_{p_n}$  — средняя теплоемкость водяного пара при постоянном давлении, равная  $1,88 \cdot 10^3$  Дж/(кг·град);  $x_1$  и  $x_2$  — абсолютная влажность газа при входе в охладитель и при выходе из него

$$x_1 = R_g p_{нп_1} \psi / R_n (p_0 - p_{нп_1} \psi);$$

$$x_2 = R_g p_{нп_2} / R_n (p_0 - p_{нп_2}),$$

где  $R_g$  — газовая постоянная газа,  $R_n = 461,5$  — газовая постоянная водяного пара;  $\psi$  — относительная влажность газа на всасывании в ступень перед охладителем;  $p_{нп_1}$  — давление насыщенного водяного пара при температуре всасывания в ступень сжатия перед охладителем;  $p_0$  — суммарное давление смеси;  $p_{нп_2}$  — давление насыщенного водяного пара при температуре газа на выходе из охладителя;  $r_n$  — удельная теплота парообразования;  $c_v = 4,19 \cdot 10^3$  — теплоемкость воды.

Удельная теплота парообразования  $r_n$  зависит от температуры и давления и может быть взята из теплотехнических справочников [6]. При расчетах газоохладителей поршневых компрессоров можно принимать  $r_n = 2,5 \cdot 10^6$  Дж/кг [33].

Дополнительный тепловой поток  $Q_2$  следует учитывать в газоохладителях после I-й и II-й ступеней сжатия. В газоохладителях после III-й ступени сжатия тепловой поток  $Q_2$  значительно меньше, а в газоохладителях после последующих ступеней сжатия значения  $Q_2$  так малы, что в расчетах не учитываются.

Определение теплового потока  $Q_2$  по формуле (9.5) проводят при точных расчетах. В приближенных расчетах газоохладителей поршневых компрессоров можно принять  $Q_2 = (0,1-0,12) Q_1$ . Необходимый расход охлаждающей воды  $W$  (л/с) через газоохладитель составляет

$$W = Q/c_v (\tau_2 - \tau_1),$$

где  $\tau_1$  и  $\tau_2$  — температуры воды на входе и выходе из газоохладителя, К.

Температуру воды  $\tau_2$  после охладителя принимают исходя из экономичного нагрева воды в охладителях  $\Delta\tau = \tau_2 - \tau_1$ , который лежит в пределах (15—20) К. При этом необходимо учитывать, что при  $\tau_2 > 313$  К в случае жесткой воды происходит значи-

тельное выделение солей и отложение их в виде накипи на стенках труб, что ухудшает теплопередачу.

Определение необходимой поверхности теплообмена производится из уравнения

$$dq_i = k_i (t_i - \tau_i) dF_i, \quad (9.6)$$

где  $dq_i$  — элементарное количество теплоты, передаваемое через элемент поверхности  $dF_i$  в единицу времени при коэффициенте теплопередачи  $k$ , температуре охлаждаемого газа  $t_i$  и температуре охлаждающей воды  $\tau_i$ .

Температуры  $t_i$  и  $\tau_i$ , а также  $k_i$  изменяются вдоль по потоку газа. Интегрирование уравнения (9.6) представляет значительную трудность и возможно только в простейших случаях. При расчете теплообменных аппаратов, как правило, за искомую поверхность принимают ту, у которой коэффициент теплопередачи меньше.

В расчетах газоохладителей поршневых компрессоров делают допущение, что коэффициент теплопередачи  $k$  по всей поверхности теплообмена постоянен, тогда расчет можно производить по известной в теории теплообмена формуле [35] для теплообменных аппаратов

$$Q = kF \Delta t_{\text{ср}}, \quad (9.7)$$

где  $\Delta t_{\text{ср}}$  — средняя разность температур охлаждаемого газа и охлаждающей воды (средний температурный напор), определяемая с учетом характера их изменения;  $k$  — коэффициент теплопередачи;  $F$  — поверхность теплообмена.

Для тонкостенных гладких трубок, у которых отношение наружного диаметра к внутреннему  $d_2/d_1 \ll 1,2$ , применима зависимость, полученная в теории теплообмена для коэффициента теплопередачи  $k$  через плоскую стенку, определяемая по формуле

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_{\text{тр}}/\lambda_{\text{тр}} + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}, \quad (9.8)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях трубы;  $\delta_{\text{тр}}$  и  $\delta$  — толщина стенки трубы и слоя загрязнения;  $\lambda_{\text{тр}}$  и  $\lambda$  — коэффициенты теплопроводности материала трубы и слоя загрязнения.

В тонкостенных трубах, применяемых в компрессоростроении, значения  $\delta_{\text{тр}}/\lambda_{\text{тр}}$  и  $\delta/\lambda$  малы и ими можно пренебречь. Тогда, если известны  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , необходимая поверхность теплообмена может быть найдена для тонкостенных гладких труб по формуле

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{Q}{(1/\alpha_1 + 1/\alpha_2) \Delta t_{\text{ср}}}. \quad (9.9)$$

Значение теплового потока  $Q$  определяется по уравнению (9.3).

Для толстостенных труб при  $\alpha_2/\alpha_1 > 1,2$ , формула (9.8) не применима. В этом случае используют линейный (отнесенный

к одному метру длины трубы) коэффициентом теплопередачи  $k_{l_{\text{тр}}}$ , который представляет собой количество теплоты, переданной через стенку единицы длины трубы в единицу времени от газа к жидкости при разности температур между ними в один градус. При этом определению подлежит не величина теплопередающей поверхности, а длина трубы, необходимая для обеспечения передачи заданного количества теплоты.

В компрессоростроении принято при расчете охладителей газа определять по допустимым скоростям газа площадь необходимого проходного сечения, по которому находятся число труб  $z$  в пучке и внутренний диаметр труб  $d_1$ , а затем по тепловому потоку  $Q$  находить длину  $L$  трубного пучка. Тогда уравнение (9.7) преобразуется и будет иметь вид

$$Q = k_{l_{\text{тр}}} z L \Delta t_{\text{ср}},$$

а длина трубного пучка, м

$$L = Q / k_{l_{\text{тр}}} z \Delta t_{\text{ср}}. \quad (9.10)$$

Линейный коэффициент теплопередачи  $k_{l_{\text{тр}}}$  для гладкой трубы с учетом ее загрязнений

$$k_{l_{\text{тр}}} = \frac{\pi d_1}{1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + \delta_{\text{тр}} d_1 / \lambda_{\text{тр}} d_{\text{ср}} + [(1/\alpha_2 + \delta_2/\lambda_2) d_1 / d_2]}, \quad (9.11)$$

где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  — толщина слоев загрязнения внутри и снаружи трубы;  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  — коэффициенты теплопроводности загрязняющих трубу слоев на внутренней и внешней поверхностях трубы;  $d_{\text{ср}}$  — средний диаметр трубы.

Тепловое сопротивление стенки трубы играет роль только в газоохладителях высокого давления, когда стенки труб достаточно велики. При расчете газоохладителей низкого и среднего давления членом  $\delta_{\text{тр}} d_1 / \lambda_{\text{тр}} d_{\text{ср}}$  в уравнении (9.11) можно пренебречь. Значениями  $\delta_1$  и  $\delta_2$  обычно задаются, исходя из накопленного опыта эксплуатации газоохладителей, величины  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  и  $\lambda_{\text{тр}}$  находят по справочным данным в литературе. Некоторые рекомендации будут даны ниже.

Таким образом, расчет величины необходимой теплообменной поверхности  $F$  по формуле (9.9) или длины трубного пучка  $L$  по уравнениям (9.10) и (9.11) сводится к определению входящих в эти зависимости коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  и среднего температурного напора  $\Delta t_{\text{ср}}$ .

Особенности определения коэффициента теплопередачи оребренных труб заключаются в следующем [33].

Значение линейного коэффициента теплопередачи  $k_{l_{\text{тр}}}$  для оребренной трубы определяется формулой

$$k_{l_{\text{тр}}} = \frac{\pi d_1}{1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + (\delta_{\text{тр}}/\lambda_{\text{тр}}) (d_1/d_{\text{ср}}) + (1/\alpha_2 + \delta_2/\lambda_2) \pi d_0 / f_{\text{оребн}}}. \quad (9.12)$$



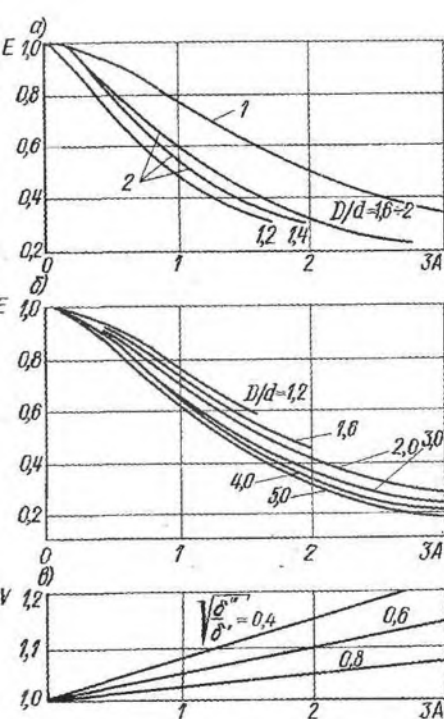


Рис. 9.7. Коэффициенты эффективности ребер  $E$ :  $a$  — для квадратных ребер;  $b$  — для круглых ребер;  $c$  — поправочный коэффициент

Здесь  $f_{\text{экв}}$  — площадь эквивалентной поверхности,

$$f_{\text{экв}} = f_{\text{труб}} + E f_{\text{реб}}$$

где  $f_{\text{труб}}$  — площадь внешней поверхности трубы между ребрами на 1 м длины трубы;  $f_{\text{реб}}$  — поверхность ребер на 1 м длины трубы;  $E$  — коэффициент эффективности ребер, определяемый по рис. 9.7 в зависимости от комплекса  $A = \beta h$  ( $h$  — высота ребра).

Коэффициент эффективности насадки определяется по формуле

$$\beta = \sqrt{\frac{2}{(1/\alpha_{\text{реб}} + \delta_2/\alpha_2) \delta_{\text{реб}} \lambda_{\text{реб}}}}$$

где  $\alpha_{\text{реб}}$  — коэффициент теплоотдачи на поверхности

ребра;  $\delta_{\text{реб}}$  — толщина ребра;  $\lambda_{\text{реб}}$  — коэффициент теплопроводности материала ребра.

В качестве параметра при определении  $E$  служит отношение  $D_{\text{реб}}/d_2$ , где  $D_{\text{реб}}$  — внешний диаметр круглого ребра или сторона квадрата у квадратных ребер (рис. 9.7,  $a$ ). Зависимость  $E$  от комплекса  $A$  при  $D_{\text{реб}}/d_2 = 1$  может быть также использована для нахождения коэффициента эффективности ребер у труб с продольными ребрами.

В случае круглых ребер, получаемых методом накатки, определение  $E$  проводится аналогично, но  $\delta_{\text{реб}}$  принимается равной  $\delta_{\text{реб}} = (\delta' + \delta'')/2$ , а величина  $E$ , найденная по рис. 9.7,  $b$ , корректируется умножением на поправочный коэффициент  $\phi$ , определяемый по рис. 9.7,  $c$ .

Средний температурный напор  $\Delta t_{\text{ср}}$  процесса теплопередачи зависит от ряда факторов: начальных и конечных температур охлаждающей и охлаждаемой жидкостей (газов), характера изменения температур охлаждающей и охлаждаемой жидкостей (газов), схемы движения потоков их и т. д. В настоящее время нет общего точного аналитического решения задачи по определению среднего температурного напора  $\Delta t_{\text{ср}}$ . Имеются частные решения этой задачи, в том числе для противоточной схемы движения теплоносителей — уравнение Грасгофа, которое справедливо для противо-