

тока в простейшем случае, когда теплота передается через стенки одной трубы

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t_1 - \tau_2) - (t_2 - \tau_1)}{\ln [(t_1 - \tau_2)/(t_2 - \tau_1)]}, \quad (9.13)$$

и применяется для расчетов противоточных газоохладителей типа «труба в трубе».

Применяемые в компрессорных установках газоохладители часто имеют более одной трубы и сложные схемы движения газа и охлаждающей воды. Определение среднего температурного напора для них возможно двумя путями.

Первый способ определения $\Delta t_{\text{ср}}$ заключается в введении поправки к уравнению Грасгофа (9.13):

$$\Delta t_{\text{ср}} = e_{\Delta t} \frac{(t_1 - \tau_2) - (t_2 - \tau_1)}{\ln [(t_1 - \tau_2)/(t_2 - \tau_1)]},$$

где $e_{\Delta t}$ — поправочный коэффициент, зависящий от температур теплоносителей на входе в охладитель и на выходе из него и взаимной ориентации направлений потоков охлаждаемой и охлаждающей жидкостей (газов).

Физический смысл поправки $e_{\Delta t}$ заключается в том, что она показывает во сколько раз количество теплоты, перешедшей от одного теплоносителя к другому в рассматриваемом теплообменнике, отличается от количества теплоты, прошедшей через стенки единичной трубы при противоточном движении теплоносителей, при одинаковых теплообменных поверхностях и коэффициентах теплопередачи.

Значения поправочных коэффициентов $e_{\Delta t}$ представляются графически в зависимости от безразмерных комплексов R и P , т. е. $e_{\Delta t} = f(R, P)$, где

$$R = (t_1 - t_2)/(\tau_2 - \tau_1), \quad P = (\tau_2 - \tau_1)/(t_1 - \tau_1).$$

Графические зависимости $e_{\Delta t}$ от R и P для наиболее часто встречающихся схем компрессорных газоохладителей представлены на рис. 9.8.

Второй способ определения $\Delta t_{\text{ср}}$, рекомендованный для расчета компрессорных газоохладителей РТМ 26-12-10-75, использует формулу

$$\Delta t_{\text{ср}} = (\theta_1 - \theta_2) / \ln (\theta_1/\theta_2). \quad (9.14)$$

Здесь θ_1 и θ_2 — наибольшая и наименьшая разности температур

$$\theta_1 = \theta_{\text{ср}} + 0,5 \Delta T; \quad \theta_2 = \theta_{\text{ср}} - 0,5 \Delta T,$$

где $\theta_{\text{ср}}$ — среднеарифметическая разность температур потоков, °С; ΔT — характеристическая разность температур потоков, °С. Среднеарифметическая разность температур потоков

$$\theta_{\text{ср}} = (t_1 + t_2)/2 - (\tau_1 + \tau_2)/2 = t_1 - \tau_1 - 0,5 (\Delta t + \Delta \tau),$$

где $\Delta t = t_1 - t_2$; $\Delta \tau = \tau_2 - \tau_1$.

Характеристическая разность температур потоков учитывает отклонение от противоточности и подсчитывается по формуле

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta t + \Delta \tau)^2 - 4\chi \Delta t \Delta \tau},$$

где χ — индекс противоточности, представляющий собой отношение водяного эквивалента поверхности при противотоке к полному водяному эквиваленту поверхности.

Численные значения индексов противоточности χ приведены в [33]. При противотоке $\chi = 1$, формула (9.14) превращается в уравнение Грасгофа (9.13).

Газоохладители компрессоров проектируют таким образом, чтобы температура t_2 охлажденного газа превышала на 5—8 К тем-

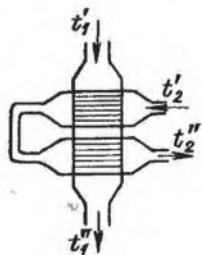
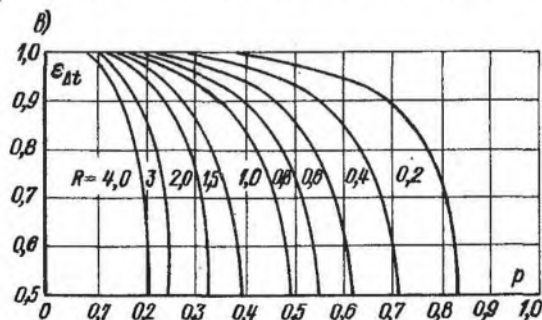
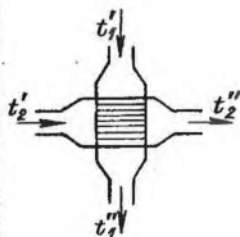
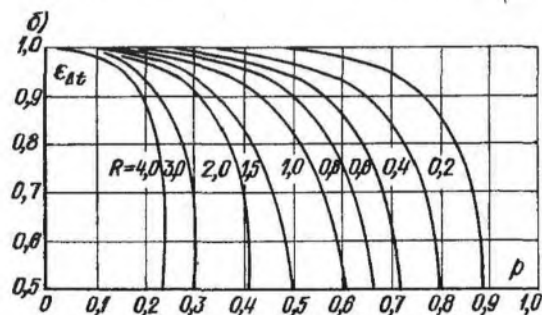
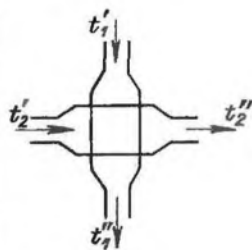
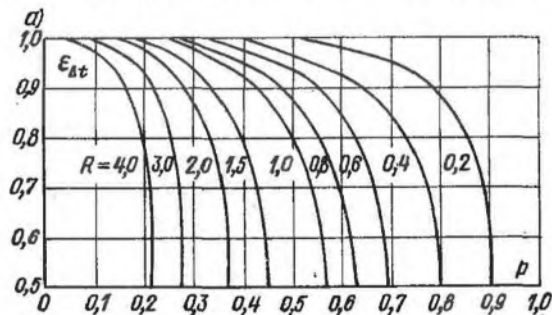
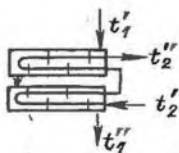
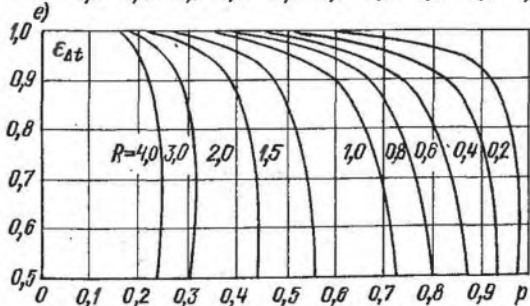
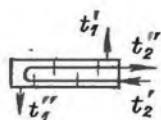
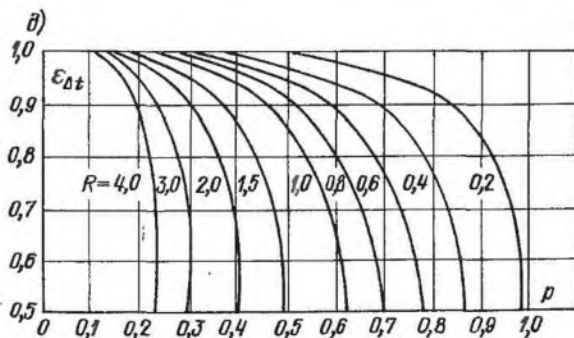
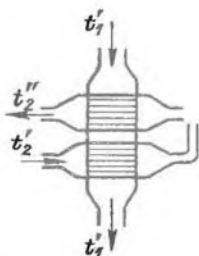
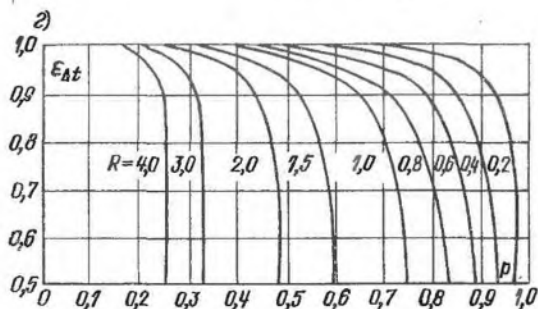


Рис. 9.8. К определению

пературе входящей в охладитель охлаждающей воды. Меньшее значение выбирается для газоохладителей стационарных компрессоров. Для газоохладителей с воздушным охлаждением температуру охлажденного сжатого газа принимают на 15—20 К выше температуры охлаждающего воздуха.

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 находят через критерий Нуссельта Nu , который представляет собой безразмерный коэффициент теплоотдачи:

$$Nu = \alpha d_3 / \lambda, \quad (9.15)$$



коэффициента k_0

где d_0 — характерный размер канала, равный эквивалентному диаметру канала.

Зависимость для определения α получают из уравнения (9.15):

$$\alpha = \lambda/d_0 \text{ Nu.} \quad (9.16)$$

Значение критерия Nu определяется по полуэмпирическим зависимостям, полученным на основании теории подобия и анализа размерностей:

для ламинарного течения

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}, \text{Gr}, \text{Pr}_{\text{ст}});$$

для турбулентного течения

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}, \text{Pr}_{\text{ст}}).$$

Здесь Re — критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \omega d_0/\nu = \omega d_0 \rho/\mu; \quad (9.17)$$

Pr — критерий Прандтля при температуре потока

$$\text{Pr} = \nu/a = \mu c_p/\lambda, \quad (9.18)$$

где $a = \lambda/c_p \rho$ — коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;

Gr — критерий Грасгофа

$$\text{Gr} = g^2 \beta_t (t_{\text{ст}} - t)/\nu^2; \quad (9.19)$$

$\text{Pr}_{\text{ст}}$ — критерий Прандтля при температуре стенки, которая определяется экспериментально.

В уравнениях 9.17—9.19 приняты следующие обозначения: ω — скорость жидкости; d_0 — эквивалентный диаметр; ν — кинематическая вязкость жидкости; μ — динамическая вязкость жидкости; ρ — плотность жидкости; λ — коэффициент теплопроводности жидкости; g — ускорение свободного падения; $t_{\text{ст}}$ — температура стенки; t — температура жидкости; β_t — коэффициент объемного расширения жидкости, К^{-1} .

Значения ν , μ , λ и β_t находятся по справочникам или в литературе.

Скорость воды в газоохладителях выбирают в пределах 1—2 м/с. Для охладителей «труба в трубе» допускается повышенные скорости воды, и она принимается в пределах $\omega_{\text{в}} = 1,5\text{—}3$ м/с.

Скорость газа ω подсчитывают по формуле

$$\omega = \bar{m}/\rho f_{\text{хол}}$$

где $f_{\text{хол}}$ — площадь проходного сечения для газа в охладителе, м^2 .

В случае пучка труб скорость газа определяется для самого узкого сечения.

Эквивалентный диаметр канала d_0 определяют по следующим формулам.

При движении потока в круглых трубах

$$d_0 = d_1,$$

где d_1 — внутренний диаметр трубы.

При движении потока в канале с неправильной формой сечения

$$d_3 = 4f/\Pi,$$

где f — площадь поперечного сечения канала; Π — периметр сечения.

При движении потока в кольцевом канале охладителя типа «труба в трубе»

$$d_3 = D_1 - d_2,$$

где D_1 — внутренний диаметр наружной трубы; d_2 — наружный диаметр внутренней трубы, м.

При движении потока поперек пучка оребренных труб

$$d_3 = s,$$

где s — шаг ребер.

При движении потока в кольцевом зазоре вдоль поперечно-оребреной трубы

$$d_3 = D_1 - D_{\text{реб}},$$

где D_1 — внутренний диаметр наружной трубы; $D_{\text{реб}}$ — наружный диаметр оребренной трубы с учетом ребер.

При турбулентном течении газа или воды ($Re = 1 \cdot 10^4 - 5 \cdot 10^6$) по трубам и каналам или вдоль труб критерий Nu определяется по формуле М. А. Михеева [23]

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (9.20)$$

Для газов может быть упрощено до вида

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}. \quad (9.21)$$

Для воздуха, когда $Pr = 0,69$, уравнение 9.20 превращается в более простое уравнение [33]:

$$Nu = 0,019 Re^{0,8}. \quad (9.22)$$

Отношение $(Pr/Pr_{ст})$ в уравнении 9.20 учитывает влияние направления теплового потока на теплоотдачу. Формулы 9.20—9.22 следует применять для труб с отношением $l/d_1 > 50$, где l — длина трубы. При меньших значениях l/d_1 получаются заниженные результаты. В точных расчетах, в этом случае, необходимо в формулу 9.20 вводить поправочный коэффициент.

При ламинарном движении воды по трубе пользуются зависимостью

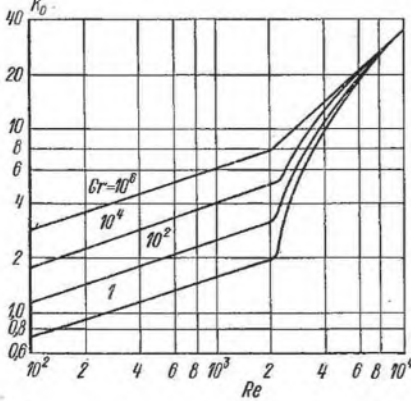
$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}.$$

Теплоотдача при переходном режиме течения жидкостей в трубе ($2200 < Re < 10\,000$) изучена плохо, и примерное значение критерия может быть найдено по формуле М. А. Михеева

$$Nu = K_0 Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}, \quad (9.23)$$

где K_0 — коэффициент, учитывающий влияние Re на интенсивность теплоотдачи (рис. 9.9).

Рис. 9.9. Зависимость k_0 при ламинарном и переходном режимах течения от числа Рейнольдса



При использовании уравнения 9.23 критерий Грасгофа Gr берется в качестве параметра.

При движении газа в спиральной змеевиковой трубке возникает центробежный эффект, вызывающий вторичную циркуляцию. Поэтому коэффициент теплоотдачи в спиральном змеевике выше, чем в прямой трубе на $\epsilon_r = 1 + 1177 d_1/R_{зм}$, где d_1 — внутренний диаметр трубы; $R_{зм}$ — средний радиус змеевика. Однако чаще всего для змеевиковых газоохладителей теплоотдача к воде определяется свободным движением последней, так как змеевик, как правило, помещается в полость с водой, имеющей незначительную скорость, а коэффициент теплоотдачи в этом случае может быть определен по формуле [33]:

$$\alpha = C (\Delta\tau_w/d_2)^{0.25},$$

где $\Delta\tau_w$ — средняя разность температур внешней стенки трубы и воды, К; d_2 — внешний диаметр трубы, м; C — коэффициент, зависящий от $\Delta\tau_w$.

Значения $\Delta\tau_w$ и C приведены ниже:

Средняя разность температур внешней стенки трубы и воды $\Delta\tau_w$, К.	0	20	40	60	80
Коэффициент, C	60	96	128	153	176

Величина $\Delta\tau_w$ определяется методом перебора таким образом, чтобы соответствовать проверке, которая производится по формуле

$$\Delta\tau_w = \frac{\Delta t_{ср}}{\alpha_2 d_2 / \alpha_1 d_1 + 1}.$$

При течении газа вдоль трубы с продольными прерывистыми ребрами значение Nu подсчитывается как

$$Nu = 0,06 Re^{0.78} Pr^{0.43} (d_2/l_{реб})^{0.164}. \quad (9.24)$$

где $l_{реб}$ — длина ребра между поперечными прорезами.

При поперечном (под углом $\psi = 90^\circ$) омывании газом пучка гладких труб, расположенных в шахматном порядке, коэффициент теплоотдачи α находят по числу Nu , определяемому по уравнению

$$Nu = 0,334 C_z Re^{0.6} Pr^{0.33} [(s_1 - d_2)/(s_2 - d_2)]^{0.25}, \quad (9.25)$$

где s_1 — фронтальный шаг (в направлении, перпендикулярном потоку); s_2 — диагональный шаг; d_2 — наружный диаметр труб; C_z — коэффициент, зависящий от числа рядов труб z . Численные значения C_z и z даны ниже:

Число рядов z	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Коэффициент C_z	0,77	0,83	0,87	0,9	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00

В качестве характерного определяющего размера принят внешний диаметр труб d_2 , а характерная скорость определяется в самом узком сечении.

Формула 9.24 может быть использована для определения числа Nu при $(s_1 - d_2)/(s_2 - d_2) \geq 0,7$. В тех случаях, когда поток газа набегает на трубный пучок под углом ψ , отличным от 90° более чем на 10° , следует полученное по уравнению (9.25) значение Nu умножить на коэффициент ϵ_ψ , численные значения которого даны ниже:

Угол ψ , °	70	60	50	40	30	20	10
Коэффициент ϵ_ψ	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Для кожухотрубных газоохладителей с перегородками угол ψ считают равным углу между прямой, соединяющей средние точки проходов, оставленных двумя смежными перегородками, и осью пучка труб.

При поперечном обтекании газом пучка труб с поперечными ребрами величина Nu определяется формулой Э. С. Карасиной

$$Nu = C_K Re^{0,65} Pr^{0,33} (s_p/d)^{0,54} (s_p/h)^{0,14}, \quad (9.26)$$

где d — диаметр трубы у основания ребер; s — шаг ребра; h — высота ребра; C_K — опытный коэффициент для труб с круглыми ребрами — 0,215 и для труб с прямоугольными ребрами 0,197.

Приведенные значения коэффициента C_K даны с учетом неравномерности теплоотдачи на поверхности ребра. Формула (9.26) справедлива для $Re = 3 \cdot 10^3 - 25 \cdot 10^3$ и $d_2/s_p = 3 \div 4,8$ [33].

При движении газа вдоль гофрированных пластин в пластинчатых газоохладителях используется зависимость

$$Nu = C_r Re^{0,73} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}, \quad (9.27)$$

где C_r — коэффициент, учитывающий положение гофр (для прямых гофр — $C_r = 0,097$, для гофр «в елочку» $C_r = 0,135$).

Для пластинчато-ребристых теплообменников рекомендуются следующие зависимости для расчета Nu ¹:
при Re от $2 \cdot 10^3$ до $1 \cdot 10^4$ и d_a/l от 0,01 до 0,1

$$Nu = 0,03 Re^{0,813} (d_a/l)^{0,2}, \quad (9.28)$$

где l — длина канала, м;

¹ Формулы для расчета ПРТ предоставлены автору канд. техн. наук П. Мильштейном.

при Re от $1,8 \cdot 10^4$ до $5 \cdot 10^6$

$$Nu = 0,02 Re^{0,6} Pr^{0,43}$$

и при $Re < 1800$

$$Nu = 1,5 (Re Pr d_0/l)^{0,33}$$

Определение коэффициента теплоотдачи α по уравнению 9.16 через критерий Nu , который в свою очередь находится по уравнениям (9.20)—(9.23) и (9.24)—(9.28), относится к сухому газу. В случае влажного газа интенсивность теплоотдачи увеличивается, а коэффициент теплоотдачи α для влажного газа будет в $\epsilon_{вл}$ раз больше. Способ расчета коэффициента $\epsilon_{вл}$ изложен в [33].

Учет влияния загрязнений теплопередающей поверхности на процесс теплопередачи особенно важен при высоких значениях α_1 (со стороны газа), что имеет место при высоких давлениях. В уравнениях (9.11) и (9.12) для определения коэффициента теплопередачи влияние загрязнений учитывается комплексами δ_1/λ_1 и δ_2/λ_2 . В практических расчетах отношения δ_1/λ_1 и δ_2/λ_2 заменяют значениями тепловых сопротивлений Ω_1 и Ω_2 . Тогда уравнение для определения коэффициента теплопередачи примут вид:

для гладкой трубы

$$k_{1,тр} = \frac{\pi d_1}{1/\alpha_1 + \Omega_1 + \delta_{тр} d_1/\lambda_{тр} d_{ср} + (1/\alpha_2 + \Omega_2) d_1/d_2}$$

и для ребристой трубы

$$k_{1,тр} = \frac{\pi d_1}{1/\alpha_1 + \Omega_1 + \delta_{тр} d_1/\lambda_{тр} d_{ср} + (1/\alpha_2 + \Omega_2) \pi d_1/f_2}$$

Средние значения тепловых сопротивлений $\Omega \cdot 10^3$ ($m^2 \cdot \text{град}/\text{Вт}$) загрязнений следует принимать для накипи (слой 0,5 мм) — 2,8, для ржавчины (слой 0,5 мм) — 4,3 и для масла (слой 0,1 мм) до 7,2.

Гидравлический расчет газоохладителей. При течении газа и воды в газообменниках возникают сопротивления, препятствующие движению. На преодоление этих сопротивлений затрачивается энергия, которая пропорциональна потере давления Δp , связанной с потерями мощности. Мощность, теряемая в газоохладителях стационарных компрессоров, не должна превышать 1,5%, а передвижных — 3% от мощности предшествующей газоохладителю ступени сжатия.

Задачей гидравлического расчета газоохладителей является определение потерь давления Δp , которые нужны не только для определения потерь мощности, но и для оценки рациональности конструкции аппарата и оценки правильности выбора скоростей газа и воды в данной конструкции охладителя. При определении полной потери давления Δp в технических расчетах принято суммировать отдельные потери. Такой метод расчета основан на допущении, что полное сопротивление последовательно расположенных элементов равно сумме их отдельных сопротивлений. Расчеты потерь давления Δp в газоохладителях компрессоров также основаны на этом допущении. Однако следует помнить, что в действи-

тельно это не так. В частности, сопротивление прямого участка трубы за поворотом значительно выше, чем сопротивление такого же участка трубы перед поворотом. Точный расчет взаимного влияния последовательных сопротивлений в настоящее время не разработан.

Потери давления в газоохладителях обусловлены сопротивлением трения газа о стенки каналов, зависящим от физических свойств газа, его скорости, от качества поверхности и размеров канала, а также от местных сопротивлений.

Сопротивление трения газа в практических расчетах определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} l \omega^2 \rho / 2d_э, \quad (9.29)$$

где ω — средняя скорость газа; ρ — плотность газа; l — длина канала или трубы; $d_э$ — эквивалентный диаметр канала; $\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициент сопротивления трения.

При ламинарном течении ($Re \ll 2320$) воды в трубах охладителей, коэффициент сопротивления трения определяется по формуле Пуазейля

$$\lambda_{\text{тр}} = A/Re,$$

где A — постоянная, которая зависит от формы сечения канала. Значения A для некоторых применяемых в компрессоростроении гладких каналов приведены ниже:

Форма сечения канала	ква- дратная	коль- цевая	эллиптическая при a/b			
			a — малая полуось, b — большая полуось	0,3	0,5	0,7
Постоянная A	57	96	73	68	65	64

При турбулентном режиме движения потока в гладком канале для $Re = 3 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^5$ коэффициент сопротивления трения определяется по формуле Блазиуса

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,3164/Re^{0,25}, \quad (9.30)$$

а для $Re = 1 \cdot 10^5 - 1 \cdot 10^8$ — по формуле Никурадзе

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,0032 + 0,221/Re^{0,237}. \quad (9.31)$$

Следует отметить, что формулы (9.29)—(9.31) предназначены для потока с постоянной температурой в гладких каналах. Уточнение коэффициента сопротивления трения с учетом неизоэнтермичности может быть произведено перемножением значений $\lambda_{\text{тр}}$, полученных по уравнениям (9.29)—(9.31) на комплекс $Pg/Pg_{\text{ст}}^{0,33}$, где $Pg_{\text{ст}}$ — число Прандтля, подсчитанное при температуре стенки канала. При течении газа по каналам газоохладителя следует определять $\lambda_{\text{тр}}$ с учетом шероховатости стенок. При движении газа вдоль труб с продольными ребрами справедлива зависимость

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,15 Re^{-0,065} (d_э/l_p)^{0,212},$$

где l_p — длина ребра между поперечными прорезами, м.

При движении потока вдоль пластинчатой поверхности применима формула

$$\lambda_{тр} = 2 \operatorname{Re}^{-0,25},$$

а при движении потока вдоль пластинчато-ребристой поверхности для непрерывных ребер

$$\lambda_{тр} = 0,26 \operatorname{Re}^{-0,21}$$

и для прерывистых ребер

$$\lambda_{тр} = 0,48 \operatorname{Re}^{-0,085}.$$

Местные сопротивления приводят к потере давления Δp_m , Па

$$\Delta p_m = \zeta_m \rho \omega^2 / 2,$$

где ζ_m — коэффициент местного сопротивления.

Значения ζ_m наиболее часто встречающихся местных сопротивлений даны в [33].

Коэффициенты местных сопротивлений газоохладителей ζ_m

Удара и поворота во входной и выходной камерах	1,5
Поворот на 180° из одной секции в другую через колено . . .	2,0
Входа в межтрубное пространство перпендикулярно трубам	1,5
Поворота на 180° через перегородку в межтрубном простран-	
стве	1,5
Выхода из межтрубного пространства перпендикулярно тру-	
бам	1,0

При поперечном омывании пучков труб сопротивление можно рассматривать как сумму местных сопротивлений сужений и расширений. Сопротивление трения в этом случае незначительны, и их не учитывают. Для определения коэффициента ζ_m гладкотрубного пучка можно использовать формулы: для шахматных пучков при $s_1/d_2 < s_2/d_2$

$$\zeta_m = (4 + 6,6m) \operatorname{Re}^{-0,28};$$

для шахматных пучков при $s_1/d_2 \geq s_2/d_2$

$$\zeta_m = (5,4 + 3,4m) \operatorname{Re}^{-0,28};$$

для коридорных пучков

$$\zeta_m = (6 + 9m) (s_1/d_2)^{-0,23} \operatorname{Re}^{-0,26},$$

где m — число рядов труб в пучке; d_2 — наружный диаметр трубок; s_1 — фронтальный шаг между осями труб; s_2 — шаг между осями труб по ходу потока.

В этих формулах скорость отнесена к самому узкому сечению в пучке, а Re определяется по средней температуре газового потока.

В случае поперечного омывания газом труб с круглыми или квадратными ребрами ξ_m рекомендуется определять по зависимости

$$\xi_m = 2,7m (h/d_2)^{0,45} (u/d_2)^{-0,72} Re^{-0,24}, \quad (9.32)$$

где m — число рядов труб в пучке; h — высота ребер; u — свободное расстояние между ребрами; Re — число Рейнольдса, подсчитанное по скорости газа в самом узком месте и при температуре стенки трубы.

Формула 9.32 применима при $Re = (1 \div 6) 10^4$, $u/d_2 = 0,15 \div 0,23$ и $h/d_2 = 0,25 \div 0,5$.

Значения ξ для других конфигураций трубных пучков можно найти в специальной литературе [23], [35].

Особый случай представляет определение потерь давления в кожухотрубном газоохладителе с поперечными перегородками. Сопротивление теплообменной части такого охладителя находится как сумма сопротивлений в трубных пучках между перегородками и при огибании перегородок. М. И. Френкель [33] рекомендует определять коэффициент местного сопротивления сразу для всех проходов между перегородками по формуле

$$\xi_{m_1} = 2(m+1)n Re^{-0,27}, \quad (9.33)$$

где m — число рядов труб в пучке; n — число поперечных ходов газа между перегородками.

Местные сопротивления при огибании перегородок на 180° могут быть найдены по ранее приведенным рекомендациям; ξ_{m_1} и Re в формуле (9.33) относятся к скорости газа в наиболее узком месте.

Потери давления газа Δp в охладителе подсчитываются как сумма потерь давления на входе $\Delta p_{вх}$, в теплообменной части $\Delta p_{то}$ и на выходе $\Delta p_{вых}$

$$\Delta p = \Delta p_{вх} + \Delta p_{то} + \Delta p_{вых}.$$

Так, в газоохладителе элементного типа потери на входе $\Delta p_{вх}$ обусловлены внезапным расширением и поворотом потока газа; потери на выходе $\Delta p_{вых}$ — поворотом и внезапным сужением (при входе в трубу) потока и трением в отводной трубе; потери в теплообменной части $\Delta p_{то}$ — входом в первый трубный пучок, потерями при течении в нем, выходом из этого пучка, входом во второй трубный пучок, потерями при течении в нем и выходом из него.

Аналогичным образом могут быть определены потери давления в других типах теплообменников.

Например, потери $\Delta p_{то}$ в теплообменной части змеевикового газоохладителя представляют собой сумму потерь от сопротивления трения на всей длине змеевиковой трубы и потерь от поворота потока в трубе на 360° в каждом витке.

Фильтры. В атмосферном воздухе и промышленных газах имеются взвешенные частицы пыли. Попадание пыли в проточную часть компрессора ухудшает его работу и вызывает нарушение герметичности клапанов. В цилиндре пыль вместе со смазочным маслом, находящимся на его поверхности, образует абразивную пасту, вызывая ускоренный износ трущихся деталей и повышая их температуру.

В межступенчатых коммуникациях пыль вызывает ускоренную реакцию окисления смазочных масел, поступающих из цилиндров компрессора, и образование нагара на поверхности труб. Последний может быть источником взрыва в межступенчатой коммуникации и выхода из строя компрессора.

Очистка газа от различных видов пыли является обязательной. Отделяются частицы пыли диаметром меньше 10 мкм. Запыленность, т. е. содержание пыли в 1 м³ воздуха должна быть не выше 1 мг/м³, а в некоторых установках требуется еще меньшая запыленность. Такая очистка называется тонкой.

Наибольшее распространение для очистки газов от пыли в поршневых компрессорах нашли ячейковые фильтры. Ячейка фильтра представляет собой коробку из листовой стали с дном и верхом из металлической сетки, внутри которой находятся различные наполнители. Ячейки фильтра ФяП заполнены листами паропласта толщиной 20—25 мм; фильтра ФяУ — упругим стекловолокном, уложенным между двумя металлическими сетками; фильтра ФяР — гофрированной металлической сеткой. Пыль удерживается в порах наполнителя и по мере заполнения пылью возрастает гидравлическое сопротивление фильтра. По достижении предельно допустимого значения ячейку заменяют новой. Очистку наполнителя от пыли производят при сухой пыли промывкой в холодной воде, а при липкой — в теплой.

Очень часто очистку всасываемого в компрессор воздуха производят липким фильтром. В конструкции фильтра Е. В. Рекка ячейка заполняется пакетом гофрированных стальных сеток. Гофры сеток укладываются перпендикулярно соседним. По ходу движения газа уменьшаются размеры отверстий в сетках и диаметры проволоки, из которой они изготовлены. Поверхность проволоки сетки смазана веретенным маслом и является липкой. Двигаясь внутри пакета сеток воздух многократно меняет направление и скорость. Частицы пыли, имеющие большую плотность, чем у воздуха, по инерции продолжают двигаться в прежнем направлении, ударяются о поверхность проволоки и прилипают к ней, в результате этого очищается всасываемый в компрессор запыленный газ.

В других конструкциях липких фильтров ячейку заполняют прессованной тонкой токарной стружкой или мелкими обрыз-

ками трубок, у которых длина примерно равна диаметру. Как стружка, так и обрезки трубок (кольца Рашига) смазаны липким висциновым маслом, имеющим низкую температуру затвердевания. Воздух, проходя заполнитель ячейки, многократно меняет скорость и направление, и пылинки осаждаются на поверхности заполнителя. При достижении сопротивлением фильтра предельно допустимого значения удержанной пыли его заменяют новым.

Очистка ячейки от пыли выполняется путем отмывки ее в теплом содовом растворе, а затем водой. Ячейку сушат и после этого помещают ее в бак с маслом. Затем ставят ее на стеллажи, чтобы стек излишек масла, затем ей можно пользоваться вновь.

Расчет фильтра сводится к определению необходимой площади его поперечного сечения F_{ϕ} по условной скорости газа в коробке фильтра c_{ϕ}

$$F_{\phi} = \bar{V}/c_{\phi},$$

где \bar{V} — объемная производительность компрессора; c_{ϕ} — принимают от 1 до 1,5 м/с.

Сопротивление чистого фильтра при этих скоростях составляет 50—100 Па. Предельно допустимое сопротивление запыленного фильтра не более 500 Па. Ячейка фильтра, как правило, имеет площадь сечения 0,25 м². Для компрессоров производительностью 0,33 м³/с достаточно установки одной ячейки, для $\bar{V} \leq 0,7$ м³/с — двух, а для $\bar{V} \geq 1,7$ м³/с — четырех.

Очистка газа от капельной жидкости. В потоке газа, движущегося в проточной части компрессора, имеются капли жидкости. Они появились вследствие конденсации водяных паров после охлаждения в межступенчатой коммуникации. Также могут быть и мелкие капли масел, выносимых из цилиндров ступеней. Капельная жидкость является одной из причин аварий ступеней поршневых компрессоров. Скопление жидкости в цилиндре вызывает гидравлический удар, поломки в механизме движения компрессора или выдавливание крышек цилиндров. Капли воды смывают масло со стенок цилиндра, а это увеличивает потери на трение и износ.

Скопление жидкости в наиболее низких местах коммуникации может закупорить ее. Затем давлением газа жидкостная пробка прорывается, и жидкость с большой скоростью двигается по трубопроводу и на первом же повороте она может разорвать трубу или арматуру. Кроме аварийных ситуаций, жидкость в трубопроводах уменьшает их сечение, увеличивает скорости газа в них и потери давления. В зимнее время в магистральных трубопроводах возможно образование льда, что приводит к росту потерь давления.

В соответствии с правилами эксплуатации поршневых компрессоров капельную влагу необходимо удалять из сжимаемого газа. Для отделения капельной жидкости от газа в систему трубопрово-

дов включают в себя аппараты, называемые водомаслоотделителями (ВМО) различных конструкций. В ряде ВМО использовали массовые или объемные силы для разделения газа от жидкости. Подобные гравитационные ВМО не нашли широкого применения в компрессорных установках из-за больших габаритных размеров аппаратов и отделения только крупных капель жидкости. В большом количестве ВМО используются инерционные силы. В таких ВМО газ неоднократно изменяет свое направление; плотность жидкости намного больше, чем у газа, и при перемене направления скорости потока ее частицы по инерции продолжают двигаться в прежнем направлении, ударяются о стенки, теряют скорость и удаляются из потока.

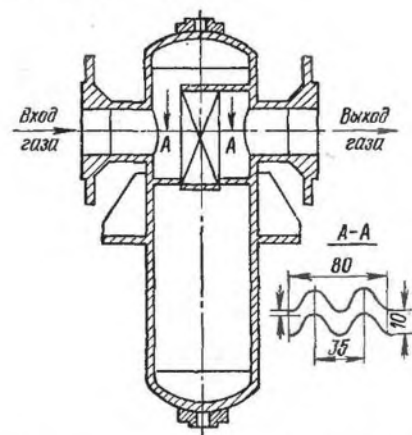


Рис. 9.10. Жалюзийный водомаслоотделитель

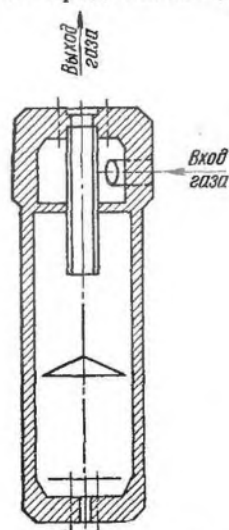


Рис. 9.11. Масловодоотделитель типа «Циклон»

В компрессоростроении нашли широкое применение водомаслоотделители жалюзийного (ВМОЖ) типа с вертикально установленным пакетом жалюзийных пластин и циклонного (ВМОЦ) типа.

Схема ВМОЖ изображена на рис. 9.10. Газожидкостный поток интенсивно изменяет скорость в пакете из гофрированных пластин (жалюзей); капли жидкости ударяются о стенки пластин, теряют скорость, отделяются от потока газа и стекают в нижнюю часть аппарата. Отделенная жидкость выбрасывается из ВМО при его продувке. Выполняются ВМОЖ для компрессоров с рабочим давлением газа до 4 МПа. Допускаемая скорость газа при входе в пакет жалюзей не должна разрушать пленку стекающей по ней жидкости со срывом мелких капель и находится из уравнения

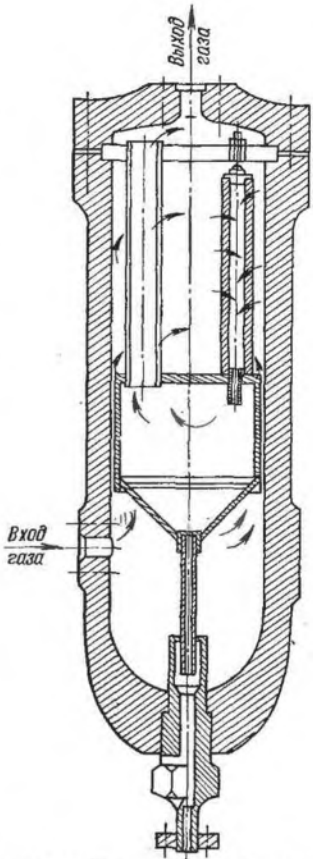
$$c = 1,5 \sqrt[4]{Q\sigma (\rho_{ж} - \rho_{г}) / \rho_{ж}^2},$$

Рис. 9.12. Фильтрующий водомаслоотделитель

где σ — поверхностное натяжение жидкости (для воды — $72,8 \cdot 10^{-3}$; для компрессорного масла — $45 \cdot 10^{-3}$ н/м); $\rho_{ж}$ и $\rho_{г}$ — плотности жидкости и газа в потоке.

Площадь поперечного сечения пакета жалюзей в ВМОЖ $F_{п}$ определяется в по формуле $F_{п} = Q/c$, где Q — объемный расход газа через ВМО при рабочем давлении.

Водомаслоотделитель циклонного типа (ВМОЦ), рассчитанный на высокие рабочие давления (до 32 МПа) представлен на рис. 9.11. Смесь газа и капель жидкости подается в корпус ВМО по касательной к внутренней поверхности корпуса, что вызывает вращательное движение газа внутри аппарата. Под действием центробежных сил капли жидкости двигаются к поверхности корпуса, ударяются об нее, теряют скорость и стекают в нижнюю часть аппарата. Затем скопившаяся жидкость выбрасывается в отстойники при продувке ВМО. Выход очищенного газа происходит через центральную трубу. Выбор стандартного ВМОЦ производится на основании



ОСТ-26-12-242-70 по величине рабочего давления и условному диаметру входного трубопровода в наиболее узком сечении. При очистке газожидкостной смеси от воды скорость ее в этом сечении c не должна превышать $73/\sqrt{\rho_{г}}$, при очистке от компрессорного масла — $102/\sqrt{\rho_{г}}$ при условном диаметре $d^* = \sqrt{4Q/\pi c}$, где Q — расход газа в коммуникации.

Конструкция фильтрующего водомаслоотделителя с насадками (ВМОН) представлена на рис. 9.12. При прохождении газожидкостной смесью керамических трубок с размером пор до 0,2 мкм и пористостью до 70 % капли жидкости укрупняются и стекают в нижнюю часть аппарата. Отделение капель происходит также при входе, когда скорость газа резко падает, а капли по инерции проскакивают до стенок аппарата. Затем после прохождения пористых трубок и укрупнения капель происходит поворот потока, который также способствует отделению.

Стандартные ВМОН имеют различное число трубок длиной 250 и 500 мм; допускаемый объемный расход газа через них $Q_{г}$ 3,5х

$\times 10^{-3}$ и $7 \cdot 10^{-3}$ м³/с соответственно; число трубок определяется по формуле $z^* = Q/Q_z$. Для окончательной очистки газа после компрессора устанавливают ВМОН. Он улавливает до 95 % от содержащейся капельной жидкости в потоке, тогда как ВМОЦ отделяют до 80 %, а ВМОЖ до 45 %. Конечно, количество отделяемой влаги очень сильно зависит от дисперсности влаги, и эти цифры даны для обычно встречающейся дисперсности в коммуникациях компрессора.

Осушка газов. В ряде технологических процессов требуется очищать газы не только от капельной воды, но и от ее паров и других примесей, которые ухудшают процесс и делают его небезопасным. Например, при разделении воздуха для получения кислорода, азота и других инертных газов путем глубокого его охлаждения пары воды конденсируются на поверхностях теплообменников, замерзают и резко снижают теплообмен, а, следовательно, и производительность установок.

В пневматических установках требуется предотвратить обмерзание редукционных клапанов и трубопроводов. Последнее возможно сделать при осушке, т. е. удалении из газов содержащихся в них водяных паров.

Основными методами, применяемыми в технике, являются поглощение паров воды некоторыми химическими соединениями, вымораживание и поглощение паров воды адсорбентами. При химической очистке часто нельзя создать необходимого удаления паров воды. Например, при осушке газового потока твердым NaOH достигается точка росы (-20°C). Вымораживание чаще всего выполняют в криогенных установках.

Наибольшее распространение нашли установки, в которых пары воды удаляются из потока вследствие их адсорбции силикогелями, алюмогелями и синтетическими цеолитами. Наиболее эффективно адсорбируют пары воды синтетические цеолиты, с помощью которых достигается точка росы (-76°C). Кроме того, цеолиты имеют большую механическую прочность по истиранию и могут работать при положительных температурах и многократно регенерироваться.

В современных установках производится комплексная очистка воздуха от CO_2 , взрывоопасных углеводородов и паров воды в блоках очистки. Основным узлом, производящим очистку от всех примесей, являются адсорберы, заполненные цеолитами. В блоках очистки, которые изготавливает промышленность, предусмотрены два адсорбера, автоматически по очереди переключающиеся на очистку газа и регенерацию.

СМАЗКА КОМПРЕССОРОВ

10.1. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

В поршневых компрессорах (ПК) для нормальной работы узлы трения должны смазываться. Смазка уменьшает работу механических трений и износ деталей. Масла охлаждают поверхности деталей, предохраняют их от коррозии, улучшают герметичность уплотнений, заполняя щели. Смазка в большей части ПК выполняется нефтяными маслами и изготавливаемыми синтетическим путем. В тех случаях, когда технологические процессы исключают контакты с маслами, применяют изготовление деталей из самосмазывающихся материалов. В поршневых компрессорах существуют две системы смазки: 1) цилиндров и сальников штоков; 2) узлов трения механизма движения.

Уплотнения поршня и сальников штоков находятся в контакте с горячими газами под повышенным давлением. К маслам используемых для смазки этих узлов предъявляется ряд требований: 1) достаточная вязкость при рабочих температурах для создания устойчивой пленки на поверхности трущихся деталей; 2) стабильность, т. е. сохранение свойства не вступать в соединения с сжимаемыми газами и материалами деталей; 3) хорошая подвижность, т. е. работа без пробок в маслопроводах.

В СССР для смазки цилиндров и сальников применяются следующие масла, изготавливаемые из нефти (табл. 10.1). Индекс вязкости ИВ характеризует зависимость вязкости масла от температуры и измеряется в условных единицах. Масла с высоким ИВ (100) мало изменяют вязкость от температуры и потому их применение более предпочтительнее.

Для азотных, азотоводородных и водородных компрессоров рекомендуют для средних давлений легкие, а для высоких тяжелые цилиндрические масла. Эти газы инертны к маслам и не образуют нагара.

Компрессоры для кислорода и других агрессивных газов смазывать минеральными маслами строго запрещено, так как произойдет взрыв. В этих случаях используются синтетические неуглеводородные масла (фторорганические, полиэтиленгликолевые, полиорганосилоксановые), мыльно-глицериновые смазки. В этиленовых компрессорах сверхвысокого давления цилиндры и сальники смазываются белым нафтеновым маслом или специальными синтетическими маслами.

Чем выше скорости механизма движения и ниже температуры охлаждающей воды (окружающей среды), тем меньшая вязкость должна быть у смазочного масла. У компрессоров с низкими скоростями (0,5 м/с) вязкость масла должна быть более высокая.

Масла для смазки механизма движения. Эти масла при раздельной смазке рекомендуется выбирать с вязкостью 40—70 сСт при 50 °С. Наибольшее распространение получили машинные

Рис. 10.1. Смазка разбрызгиванием

давлением от специального масляного насоса.

Смазка цилиндров разбрызгиванием применяется в бескрейцкопфных компрессорах. Обычно масло разбрызгивается из масляной ванны в картере специальным разбрызгивателем, устанавливаемом на шатуне (рис. 10.1). При этом избегают ударов крышки шатуна по маслу, так как это приводит к потерям мощности и излишнему нагреву масла. Количество масла, попадающего на зеркало цилиндра, при этом способе значительно превышает необходимое по нормам. Для снижения количества масла, попадаемого в цилиндровую полость, на поршне устанавливают маслосъемные кольца.

Смазка впрыском распыленного масла в поток всасываемого газа используется в бескрейцкопфных компрессорах. Расточка цилиндра малого диаметра в бескрейцкопфных компрессорах с дифференциальным поршнем смазывается разбрызгиванием; расточка цилиндра большого диаметра — распыленным маслом, попадающим во всасывающий патрубок из установленной на нем масленки-капельницы. Этот способ имеет ряд недостатков: лишь часть впрыскиваемого во всасывающий патрубок масла попадает на зеркало цилиндра; большая часть масла, не попадая на рабочую поверхность цилиндра, контактирует с горячим газом, что способствует увеличенному нагарообразованию. Смазка цилиндров и сальников подачей масла под давлением применяется чаще всего в крейцкопфных компрессорах. В цилиндры горизонтальных компрессоров масло подводится в середине хода поршня в верхней точке. При диаметрах цилиндра более 500 мм или при сжатии газов, которые разжижают масло, подвод осуществляют сверху и снизу, а при диаметрах цилиндра более 1000 мм выполняют дополнительно боковые подводы.

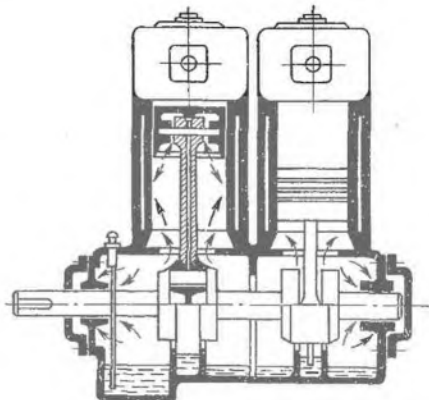
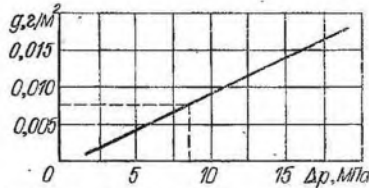


Таблица 10.2

Наименование масла	Вязкость кинематическая при 50 °С, 10 ⁻⁶ м ² /с	Температура, °С	
		вспышки	застывания
Индустриальное 30	27—33	180	—10
Индустриальное 45	38—52	190	—15
Индустриальное 50	48—58	200	—20
Авиационное МК-22	40—50	230	—14

Рис. 10.2. Зависимость удельного расхода масла от давления



У вертикальных цилиндров подвод масла выполняют в нескольких точках (равномерно по окружности) в верхней трети поверхности скольжения поршневых колец.

В уплотнениях штока (сальниках) предусматривают один подвод и два или три ввода. Подача масла под давлением осуществляется специальным насосом — лубрикаторм, который имеет несколько плунжерных насосных элементов с индивидуальным регулированием количества подаваемого каждым насосным элементом масла, а также — каплеуказателями, позволяющими контролировать подачу масла. Контролируя подачу масла, считают, что на 1 г приходится 13—16 капель. Лубрикаторы имеют привод от коленчатого вала компрессора или от специального индивидуального электродвигателя (для крупных компрессоров). Емкость резервуара лубрикатора выбирают, исходя из расчета его работы не менее 8 ч без дополнительного залива маслом. Давление, на которое рассчитываются насосные элементы, должно быть не менее среднего давления газа в цилиндре. Ввод масла в цилиндр осуществляется в основном во время всасывания. Чтобы избежать нагрузки насосных элементов от излишнего давления, на всех линиях подачи смазки устанавливают обратные клапаны. Маслопроводы выполняют из стальных или медных труб с внутренним диаметром 4 мм.

Излишнее количество масла в цилиндре нежелательно, так как, чем больше масла контактирует с горячим газом, тем больше образуется нагара. Поэтому следует строго нормировать количество подаваемого в цилиндры масла. Расход масла определяют, исходя из допустимого на 1 м² смазываемой поверхности g , г/м² (g рекомендуется выбирать для компрессоров низкого и среднего давления в пределах 0,002—0,0025 г/м², а для компрессоров высокого давления по рис. 10.2). Нормы расхода масла на 1 м² смазываемой поверхности в сальниках в два-три раза больше.

В период приработки новых компрессоров (200—500 ч) подачу масла в цилиндры и сальники удваивают.

10.3. СМАЗКА МЕХАНИЗМА ДВИЖЕНИЯ

Трущиеся поверхности механизма движения смазывают двумя способами: разбрызгиванием и подачей смазки под давлением.

Смазка разбрызгиванием (см. рис. 10.1) предусматривает разбрызгивание масла, находящегося в масляной ванне картера, специальными разбрызгивателями, укрепленными на шатуне, т. е. создание в картере так называемого масляного тумана. Часть капель попадает в специальные карманы, предусмотренные

для сбора масла и по каналам попадают к месту смазки. Основное преимущество такой системы смазки — простота. Однако к трущимся поверхностям подводится недостаточное для охлаждения (отвода теплоты трения) количество масла. Поэтому смазка механизма движения разбрызгиванием применяется для небольших компрессоров, не работающих длительное время без остановок. К недостаткам смазки разбрызгиванием следует отнести также отсутствие фильтрации масла, что приводит к постепенному загрязнению масла.

Количество разбрызгиваемого масла зависит от уровня масла в картере. Для обеспечения постоянного уровня масла для разбрызгивания в картере делают специальные поддоны. В эти поддоны масло подается шестеренкой, зубья которой захватывают масло из общей масляной ванны картера (см. рис. 10.1). Излишнее масло, подаваемое шестеренкой в поддон, сливается через край в картер.

Смазка механизма движения под давлением выполняется циркуляционной: масло забирается насосом (чаще всего шестеренчатым) из маслосборника и подается по маслопроводам под давлением 0,2—0,4 МПа к местам смазки, затем масло из узлов трения вытекает через зазоры и стекает в картер и маслосборник.

Циркуляционная смазка под давлением дает возможность постоянно очищать масло от механических примесей. Современные системы смазки имеют несколько ступеней очистки. Первая наиболее грубая фильтрация осуществляется при засасывании масла из маслосборника; приемное устройство имеет сетку, которая предохраняет насос от попадания в него наиболее крупных твердых частиц. Вторая ступень фильтрации — пропускание всего количества масла после насоса через фильтр грубой очистки, который задерживает частицы размером более 0,08—0,1 мм. В качестве фильтров грубой очистки широкое применение нашли щелевые пластинчатые фильтры. Рекомендуются производить очистку масла от частиц, превышающих размер толщину масляного слоя в подшипниках. Для этого в некоторых компрессорах используют третью ступень очистки и пропускают через фильтр тонкой очистки часть потока масла (5—15 % от всего количества). После фильтра тонкой очистки масло сбрасывается в маслосборник. При этом все масло профильтровывается после нескольких циклов обращения. В качестве фильтров тонкой очистки применяют центробежные сепараторы или фильтры с картонными элементами, которые удерживают не только твердые частицы размером до 0,001 мм, но и часть продуктов разложения смазочного масла.

Иногда в крупных компрессорах циркулирующее в системе смазки механизма движения масло охлаждают, пропуская через специальные масляные холодильники или путем погруженного в маслосборник змеевика, в котором протекает охлаждающая вода.

Производительность масляного насоса рассчитывается по количеству теплоты, которое должно быть отведено маслом. Исходя из этого и учитывая, что с износом насос уменьшит производительность, рекомендуется удельную производительность насоса S_y задавать в следующих пределах: для систем смазки с охлаждением масла в холодильнике $S_y = 0,0008—0,0016$ л/с на 1 кВт мощности на валу компрессора; для систем смазки без охлаждения масла $S_y = 0,0025—0,005$ л/с на 1 кВт мощности. При определении геометрических размеров шестеренчатого насоса его коэффициент подачи принимают $\eta \approx 0,7$.

Мощность насоса, кВт определяют по формуле

$$N_{\text{нас}} = pS/\eta_{\text{нас}},$$

где p — давление в системе смазки, МПа; S — полная производительность насоса, л/с; $\eta_{\text{нас}}$ — КПД насоса, который находится в пределах от 0,3 (для малых) до 0,6 (для крупных насосов).

Привод насоса осуществляют или от коленчатого вала или от индивидуального электродвигателя (для крупных компрессоров). Приводимые от коленчатого вала насосы устанавливают на оси коленчатого вала или ниже уровня масла. В последнем случае насос получает вращение от коленчатого вала через дополнительный вертикальный валик. Такое усложнение конструкции оправдано тем, что насос постоянно перед пусками заполнен маслом.

У небольших и средних компрессоров в качестве маслоборника служит картер. Для крупных компрессоров маслоборник выполняют автономно, соединяя его с картером для того, чтобы масло от картера сливалось в маслоборник. Количество заливаемого в маслоборник масла проходит через систему смазки за 5—8 мин работы насоса.

Маслопроводы выполняют таким образом, чтобы обеспечить скорость масла в пределах 1,0—1,5 м/с.

Типичная схема смазки под давлением показана на рис. 10.3. Шестеренчатый насос 7 забирает масло из маслоборника — картера через заборник 5 с сеткой 0,6×0,6 мм и прогоняет масло через фильтр 4.

Затем масло подается в коленчатый вал 1 и поступает к шатунным подшипникам по специальным радиальным сверлениям в шейке вала. Далее по сверлению в теле шатуна или по специальной трубке, приклепленной к шатуну, — к верхней головке шатуна для смазки пальца крестков. Смазка пар трения крестков и его направляющими осуществляется через специальный маслопровод, на котором установлен автоматический выключатель 9, останавливающий компрессор, если в системе смазки механизма движения нет давления. Коренные подшипники 2 смазываются масляным туманом, образуемым вытекающим через зазор в шатунных подшипниках маслом. Манометр, контролирующий давление в масляной системе механизма движения, подсоединяется к маслопроводу, идущему к направляющим крестков.

На этом же рисунке штриховой линией показана система смазки цилиндров и сальников. Насос-лубликатор 6, приводимый в действие через специальный вертикальный валик, забирает масло

Рис. 10.3. Смазка под давлением:

1 — коленчатый вал; 2 — коренные подшипники; 3, 8 — трубки; 4 — фильтр; 5 — заборник; 6 — насос-лубликатор; 7 — шестеренчатый насос; 9 — автоматический выключатель

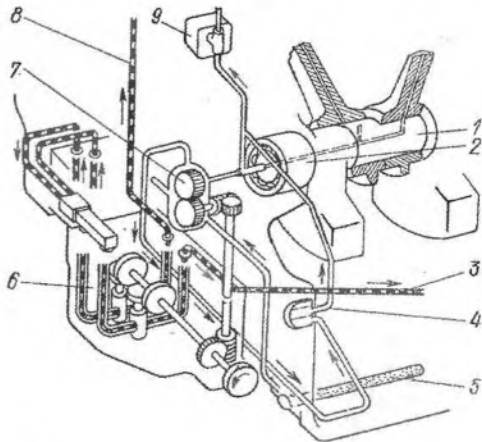
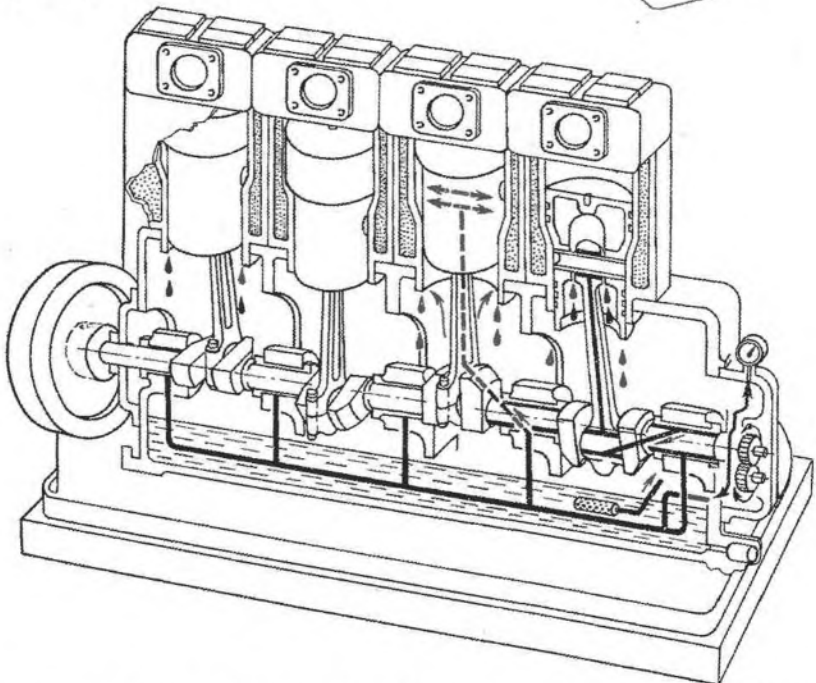


Рис. 10.4. Смазка механизма движения под давлением, а цилиндров — разбрызгиванием



из резервуара и по трубкам 3 и 8 подает его в цилиндры I-й и II-й ступеней. Сальники в этом компрессоре не имеют специальных подводов масла и смазываются маслом, которое попадает на шток в цилиндровой полости. В компрессорах среднего и высо-

кого давления лубрикатор имеет большее число насосных плунжерных элементов, подающих масло как в цилиндры, так и в уплотнения штоков.

В тех случаях, когда в небольших бескрейцкопфных машинах механизм движения имеет циркуляционную под давлением смазку, а цилиндры смазываются разбрызгиванием, в картер заливается компрессорное масло и пары трения механизма движения смазываются компрессорным маслом. В этом случае на шатунах не устанавливают разбрызгивателей, так как для создания масляного тумана и смазки цилиндров достаточно масла, вытекающего из зазора шатунных подшипников (рис. 10.4).

Подача масла от шестеренчатого насоса в сверление в валу осуществляется с торца коленчатого вала (см. рис. 10.3), через подшипники скольжения (рис. 10.4) или через специальный ложный подшипник.

Контроль циркуляционной системы смазки механизма движения предусматривает измерение давления масла, а иногда и температуры масла в маслосборнике.

РЕГУЛИРОВАНИЕ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

11.1. РЕГУЛИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ БЕЗ СПЕЦИАЛЬНЫХ РЕГУЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Технологические процессы по способу использования сжатых газов можно разделить на две основные группы. К первой группе относятся процессы, предусматривающие переработку сжатого газа в результате химических превращений и получение из него требуемого конечного продукта. Технологические процессы второй группы основываются на использовании сжатого воздуха для привода различных пневматических машин, инструментов и приспособлений, с целью механизации и автоматизации производства. Скорость протекания химических реакций W в технологических процессах зависит от множества факторов. В большинстве случаев она пропорциональна парциальному давлению p_i и температуре T газа и описывается зависимостью

$$W = kT p_i^y,$$

где y и k — эмпирические константы.

Для обеспечения ритмичной работы предприятия с оптимальной скоростью химических реакций требуется поддерживать давление газа в элементах технологической линии постоянным. В пневматических воздушных системах предприятий также необходимо поддерживать давление на заданном уровне. Снижение давления в сети приводит к уменьшению полезной мощности и эффективности использования пневмоприемников; повышение давления в сети обычно сопровождается срабатыванием автоматических устройств, обеспечивающих безопасность эксплуатации компрессорных установок. В результате эффективность использования энергии сжатого воздуха снижается.

Процесс изменения одного или нескольких параметров работы компрессора по заранее заданному закону называется регулированием, а сам компрессор — регулируемым объектом. Параметры процесса, которые необходимо изменять по заданному закону, называются регулируемыми параметрами. Устройства, осуществляющие изменение регулируемых параметров, называются регуляторами. Регулируемый объект и регулятор составляют систему регулирования.

Рассмотрим вначале работу поршневого компрессора при отсутствии регулятора, предполагая, что сжатый газ поступает в коллектор или газосборник, а затем в сеть и далее к отдельным потребителям. Массовый расход газа, поступающий из компрессора

в газосборник, обозначим \bar{m}_1 , а утекающий из него в пневматическую сеть \bar{m}_2 .

В теории регулирования различают установившиеся и переходные режимы работы регулируемого объекта. Установившимся называется режим работы, который наступает через большой промежуток времени после окончания действия возмущения на систему регулирования. Он характеризуется равновесием массовых или энергетических потоков, поступающих в объект регулирования. На установившемся режиме массовый расход газа, поступающий из компрессора в газосборник, равен \bar{m}_{1_0} , а утекающий из него в пневматическую сеть \bar{m}_{2_0} . При этом давление газа в газосборнике обозначим p_0 .

Под влиянием внешних воздействий установившийся режим может быть нарушен. Чаще всего это происходит в результате изменения нагрузки, т. е. потребления сжатого газа сетью. Такое воздействие называется главным или *основным возмущением*. Возмущающие воздействия могут возникать вследствие взаимодействия системы с окружающей средой. Например, в поршневом воздушном компрессоре при падении давления всасываемого воздуха или увеличении его температуры происходит уменьшение массового расхода нагнетаемого воздуха. Такое воздействие, как правило, вызывает меньшие возмущения и потому его называют *дополнительным*. Режимы работы регулируемого объекта между двумя установившимися режимами называют *переходными*.

Под влиянием возмущающих факторов в регулируемом объекте произойдет отклонение величины регулируемого параметра от предписанной. Из материального баланса газа в газосборнике находим

$$\bar{m}_1 - \bar{m}_2 = V dp/dt, \quad (11.1)$$

где V , ρ — объем и плотность газа в газосборнике; t — время.

При установившемся режиме это уравнение будет иметь вид

$$\bar{m}_{1_0} - \bar{m}_{2_0} = 0. \quad (11.2)$$

Решая совместно уравнения (11.1) и (11.2), получим

$$\bar{m}_1 - \bar{m}_{1_0} - (\bar{m}_2 - \bar{m}_{2_0}) = V dp/dt. \quad (11.3)$$

Обозначим: $\Delta\bar{m}_1 = \bar{m}_1 - \bar{m}_{1_0}$; $\Delta\bar{m}_2 = \bar{m}_2 - \bar{m}_{2_0}$.

В теории регулирования рассматриваются только малые отклонения регулируемой величины, под которой в данном случае понимается давление газа в газосборнике p . Допуская, что температура газа в газосборнике изменяется очень незначительно, ее влиянием на p можно пренебречь и считать $T_0 = \text{const}$. С принятыми допущениями уравнение (11.3) будет иметь вид

$$\Delta\bar{m}_1 - \Delta\bar{m}_2 = \frac{V}{RT_0} \frac{dp}{dt}. \quad (11.4)$$

Приращения расходов $\Delta \bar{m}_1$ и $\Delta \bar{m}_2$ являются функциями давления газа в газосборнике p . Воспользуемся свойством дифференциалов и найдем $\Delta \bar{m}_1$ и $\Delta \bar{m}_2$

$$\Delta \bar{m}_1 = \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p} \right)_0 \Delta p; \quad \Delta \bar{m}_2 = \left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p} \right)_0 \Delta p. \quad (11.5)$$

Индекс «0» у скобок, заключающих частные производные, указывает, что они взяты в точке устойчивого режима, т. е. до действия возмущения.

Заменив в уравнении (11.4) $\Delta \bar{m}_1$ и $\Delta \bar{m}_2$ зависимостями из уравнения (11.5), получим

$$\left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p} \right)_0 \Delta p - \left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p} \right)_0 \Delta p = \frac{V}{RT_0} \frac{dp}{dt}. \quad (11.6)$$

Заменяя переменный регулируемый параметр p безразмерной величиной φ , получим

$$\varphi = (p - p_0)/p_0 = \Delta p/p_0.$$

После замены переменных уравнение (11.6) примет вид

$$\left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p} \right)_0 p_0 \varphi - \left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p} \right)_0 p_0 \varphi = \frac{V}{RT_0} p_0 \frac{d\varphi}{dt}. \quad (11.7)$$

В результате несложных преобразований уравнение (11.7) может быть приведено к более удобному виду

$$\frac{d\varphi}{dt} + \frac{\varphi}{T_1} = 0. \quad (11.8)$$

Здесь

$$T_1 = \frac{V p_0}{RT_0 \left[\left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p} \right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p} \right)_0 \right] p_0} = \frac{V p_0}{\left[\left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p} \right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p} \right)_0 \right] p_0},$$

где размерностью T_1 является время; p_0 — плотность газа в ресивере до появления возмущающих воздействий.

Решением дифференциального уравнения (11.8) является выражение

$$\varphi = C e^{-\frac{t}{T_1}}.$$

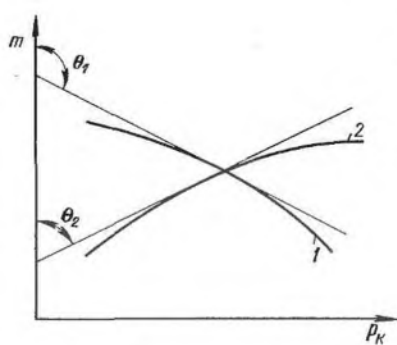
Если величина относительного отклонения регулируемого параметра φ при увеличении времени t до бесконечности стремится к нулю, то регулируемый параметр p стремится к постоянной величине. Такие системы называют устойчивыми.

Если величина φ при стремлении t к бесконечности также стремится к беспредельному увеличению, то такие переходные режимы называются расходящимися, а системы неустойчивыми.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \varphi = \lim_{t \rightarrow \infty} C e^{-\frac{t}{T_1}}.$$

Последнее справедливо при $T_1 < 0$.

Рис. 11.1. Статические характеристики:
 1 — подвода газа; 2 — отвода газа из газо-
 сборника



Из уравнения (11.8) следует, что величина T_1 положительна при выполнении неравенства

$$\left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p}\right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p}\right)_0 > 0.$$

Статические характеристики компрессора \bar{m} в зависимости от давления представлены на рис.

11.1. Эти характеристики в координатах \bar{m} , p_k близки к линейным; \bar{m}_1 снижается с увеличением p_k , а отвод массы газа \bar{m}_2 — увеличивается; под p_k следует понимать избыточное давление над атмосферным. Пересечение характеристик подвода $\bar{m}_1 = f_1(p_k)$ и отвода $\bar{m}_2 = f_2(p_k)$ указывает рабочую точку при устойчивом режиме, т. е. при равенстве \bar{m}_{1_0} и \bar{m}_{2_0} и давлении p_{k_0} . Касательные к кривым $f_1(p_k)$ и $f_2(p_k)$ в точке пересечения составляют с осью абсцисс углы θ_1 и θ_2 , тангенсы которых равны

$$\operatorname{tg} \theta_1 = \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p}\right)_0; \quad \operatorname{tg} \theta_2 = \left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p}\right)_0.$$

При постоянном давлении всасываемого газа производительность компрессора снижается с увеличением p_k и $\operatorname{tg} \theta_1 < 0$. Расход газа, вытекающего из газосборника, увеличивается с ростом p_k и $\operatorname{tg} \theta_2 > 0$. Следовательно, для поршневых компрессоров при $T_1 > 0$ справедливо неравенство

$$\operatorname{tg} \theta_2 - \operatorname{tg} \theta_1 = \left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p}\right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p}\right)_0 > 0.$$

В газосборнике при поступлении в него газа из компрессора и отводе его в сеть, сопротивление которой пропорционально квадрату скорости, процесс регулирования давления будет устойчивым. Такие объекты называют объектами с *саморегулированием*. После различных возмущений, действующих на объект, возникает сходящийся переходный процесс, который заканчивается новым устойчивым режимом. Этот режим будет находиться на характеристике подвода массы $f_1(\bar{m}_1)$, так как может изменяться только \bar{m}_2 . Объекты, обладающие способностью саморегулирования, называются *статическими*.

Объекты, не обладающие способностью саморегулирования, называют *нейтральными* или *астатическими*. Устойчивая работа астатических объектов возможна лишь при применении специальных регуляторов.

11.2. РАБОТА КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ С СИСТЕМОЙ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Рассматривая работу компрессорной установки, когда новый устойчивый режим возникает только из-за наличия саморегулирования, в большинстве случаев очень трудно удовлетворить требованиям технологического процесса предприятия. При подобном регулировании характеристика подвода массы в газосборник \dot{m}_1 определяется работой компрессора. Переход к другому режиму работы вызовет изменение характеристики отвода \dot{m}_2 и геометрическое место точек возможных устойчивых режимов работы установки окажется на характеристике подвода. В поршневых многоступенчатых компрессорах зависимость производительности \dot{m}_1 от конечного давления p_k очень слабая.

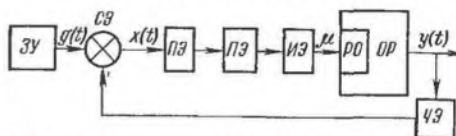


Рис. 11.2. Функциональная схема регулирования компрессора: ОР — объект регулирования; ЧЭ — чувствительный элемент; ЗУ — задающее устройство; СЭ — сравнивающий элемент; ПЭ — промежуточный элемент; ИЭ — исполнительный элемент; РО — регулирующий орган; y — регулируемый параметр; g — задающее воздействие; x — ошибка; μ — регулирующее воздействие

При изменении \dot{m}_2 для достижения устойчивого режима работы установки потребуется значительное изменение давления в газосборнике, что может оказаться неприемлемым для предприятия. Следовательно, для поддержания допустимого изменения регулируемого параметра при изменении \dot{m}_2 необходимо изменять каким-нибудь способом и \dot{m}_1 , т. е. повернуть характеристику подвода массы в нужном направлении. Поворот характеристики подвода и получение необходимой линии устойчивых режимов работы установки, т. е. регулировочной характеристики, выполняется с помощью регуляторов.

В зависимости от конкретной задачи, которая ставится перед системой регулирования, состав элементов системы может быть различным. Функциональная схема регулирования установки изображена на рис. 11.2. Она состоит из связанных между собой отдельных звеньев. Каждое звено представляет собой конструктивно оформленную часть системы автоматического регулирования, которая выполняет определенные задачи. На схеме функциональные звенья изображены прямоугольниками, связанными стрелками, указывающими направление передачи сигнала. В звено подается какой-то сигнал от идущего до него звена или входной сигнал. Из звена выходит другой сигнал, который может отличаться от входного по физической природе или по величине.

Если при изменении выходного сигнала входной не изменяется, т. е. сигнал может проходить только в одном направлении, то такое звено называется однонаправленным. При наличии хотя бы одного однонаправленного звена в схеме сигнал будет проходить

только в одном направлении и схема является однонаправленной. При регулировании давления в сети, обслуживаемой компрессором, в объект регулирования (ОР) включается сам компрессор с газосборником. Давление газа в газосборнике p является регулируемым параметром.

В потоке газа, проходящего через газосборник, необходимо измерять давление. Поэтому за ОР следует звено, измеряющее p . Сигнал от ЧЭ передается на вход звена СЭ. В сравнивающий элемент подаются два сигнала: один от чувствительного элемента, другой от задающего устройства; последний регламентирует закон изменения регулируемого параметра в функции от времени или от другой величины.

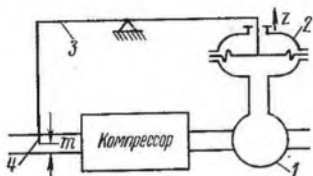


Рис. 11.3. Схема стабилизации давления газа в газосборнике:

1 — регулируемый объект; 2 — чувствительный элемент; 3 — связь чувствительного элемента с регулирующим органом; 4 — регулирующий орган

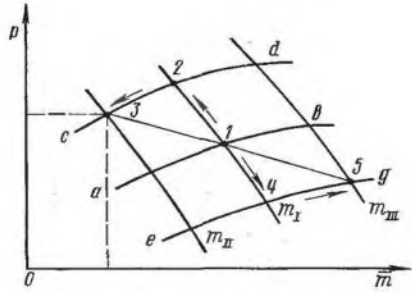
Выходным сигналом $x(t)$ сравнивающего устройства является разность между задающим сигналом, определяющим требуемый закон изменения регулируемой величины $g(t)$, и фактически измеренным сигналом $y(t)$ на выходе из системы, $x(t) = g(t) - y(t)$. Ошибка $x(t)$ является входной величиной в ГЭ, который может состоять из звеньев, преобразующих сигнал ошибки путем усиления его, корректирующих (осуществляющих дифференцирование, интегрирование, т. е. производящих функциональные преобразования) и преобразующих $x(t)$ в другую физическую величину, более удобную, например, для передачи сигнала на расстояние.

Из промежуточных элементов преобразованный сигнал ошибки поступает в ИЭ — звено, преобразующее сигнал $x(t)$ в механическое перемещение $\mu(t)$. Последнее подается на вход звена РО и изменяет положение регулирующего органа, который служит для изменения поступления в объект регулирования ОР массы вещества или энергии. Исполнительный элемент обычно выполняется конструктивно связанным с ОР и потому изображен на схеме фигурой, входящей в прямоугольник объекта.

Представленная схема является вариантом системы автоматического регулирования (САР), работающей по сигналу ошибки $x(t)$, стремясь своими действиями компенсировать влияние внешних возмущений. Число звеньев САР может быть уменьшено, а некоторые звенья совмещены (например, чувствительный элемент, задающее устройство и сравнивающий элемент в системе стабилизации давления).

Рассмотрим простейшую систему прямого регулирования давления поршневого компрессора, предназначенную для автомати-

Рис. 11.4. Схема повтора характеристики компрессора регулятором



ческого поддержания давления газа в газосборнике (рис. 11.3). Такие системы называются системами стабилизации.

Газ из трубопровода линии всасывания поступает в компрессор и нагнетается в газосборник. Измерение давления газа в газосборнике осуществляется мембранным чувствительным элементом. Изменение давления в газосборнике сопровождается различным прогибом мембраны и перемещением жестко связанного с ней штока. Шток связан рычагом первого рода с задвижкой, установленной на всасывающем трубопроводе. Перемещение задвижки изменяет сопротивление движению всасываемого в компрессор газа. При увеличении сопротивления давление газа на входе в компрессор снижается, что приводит к уменьшению производительности компрессора. При увеличении давления в газосборнике мембрана чувствительного элемента прогнется сильнее, шток поднимется вверх и заставит с помощью рычажной связи опуститься вниз задвижку. Сопротивление движению газа увеличится и уменьшится подача газа в газосборник \bar{m}_1 . Массовый расход газа m_2 сравняется с приходом массы газа в газосборник; давление газа в газосборнике стабилизируется.

Такой способ изменения производительности компрессора называется воздействием на коммуникацию или дросселированием на всасывании. Система регулирования называется системой *прямого регулирования*, так как перемещение регулирующего органа происходит за счет энергии, накопленной в чувствительном элементе. Если перемещение регулирующего органа осуществляется за счет дополнительного подвода энергии от другого источника (электрическая, гидравлическая, пневматическая), то такая система называется системой *непрямого регулирования*.

Характеристики подвода массы газа в газосборник \bar{m}_I , \bar{m}_{II} , \bar{m}_{III} при положениях заслонки в трубопроводе l_1 , l_2 и l_3 приведены на рис. 11.4. Линии ab , cd и eg изображают размерные характеристики отвода газа из газосборника.

Пусть в рассматриваемый период времени имеем характеристики подвода \bar{m}_I и отвода ab . Устойчивый режим работы соответствует точке 1. Вследствие изменения нагрузки характеристика отвода стала cd . Возник переходный режим. Вдоль характеристики подвода давление газа должно расти до точки пересечения характеристики подвода \bar{m}_I и отвода cd , т. е. до точки 2. При изменении (повышении) давления шток чувствительного элемента поднимается вверх и переместит задвижку в положение l_2 . Последнее вызовет понижение давления и плотности всасываемого газа в ком-

прессор. Производительность снизится и новый устойчивый режим будет соответствовать точке пересечения характеристики подвода \bar{m}_{II} с открытием l_2 и отводом cd , т. е. точке 3.

Если характеристика отвода изменится на eg вместо ab , то, произведя такой же анализ работы системы, найдем, что новый устойчивый режим работы будет соответствовать точке 5, стоящей на характеристике подвода \bar{m}_{III} и отвода eg . Линия устойчивых режимов будет проходить через точки 3, 1, 5. Система регулирования повернула характеристику возможных режимов работы установки таким образом, что при различных характеристиках отвода давление газа в газосборнике остается практически неизменным или малоизменяющимся.

Выведем уравнения регулируемого объекта при наличии системы регулирования. Изменение массы газа в газосборнике в этом случае также описывается уравнением (11.3). Величина \bar{m}_1 в данной системе регулирования кроме давления в газосборнике p зависит от положения дроссельной заслонки l , изменяющей поступление массы газа в компрессор $\bar{m}_1 = \bar{m}_1(p, l)$. Расход газа из газосборника зависит только от давления газа в нем $\bar{m}_2 = \bar{m}_2(p)$. Изменение массового расхода газа, поступающего в газосборник, определяется по формуле

$$\Delta \bar{m}_1 = \bar{m}_1 - \bar{m}_{1_0} = \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p} \right)_0 \Delta p + \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial l} \right)_0 \Delta l. \quad (11.9)$$

Здесь $(\partial \bar{m}_1 / \partial p)_0$ и $(\partial \bar{m}_1 / \partial l)_0$ — частные производные в момент устойчивого состояния работы установки; $\Delta p = p - p_0$, а $\Delta l = l - l_0$. Изменение массового расхода газа, выходящего из газосборника, определяется по формуле

$$\Delta \bar{m}_2 = \bar{m}_2 - \bar{m}_{2_0} = \left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p} \right)_0 \Delta p. \quad (11.10)$$

В системах регулирования в большинстве случаев нет линейной зависимости выходной величины каждого звена от входной. Однако для упрощения решения систем дифференциальных уравнений и их анализа производят линеаризацию уравнений звеньев. Для этого разлагают уравнение движения звена в ряд Тейлора и ограничиваются двумя первыми членами разложения. В тех случаях, когда требуется большая точность расчетов или когда система находится на границе устойчивости, число членов разложения увеличивают. Линеаризованные уравнения достаточно точно описывают поведение системы. Если функции, описывающие движение звеньев, не могут быть разложены в ряд Тейлора, то система регулирования называется нелинейной и способ ее решения будет в каждом отдельном случае различный.

Подставив в уравнение (11.3) величины $\Delta \bar{m}_1$ и $\Delta \bar{m}_2$ из уравнений (11.9) и (11.10), получим

$$\left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p} \right)_0 \Delta p + \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial l} \right)_0 \Delta l - \left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p} \right)_0 \Delta p = \frac{V}{RT_{cp}} \frac{dp}{dt}. \quad (11.11)$$

Замена размерных переменных безразмерными, находим

$$\varphi = \frac{p - p_0}{p_0} = \frac{\Delta p}{p_0}; \quad p = \varphi p_0 + p_0;$$

$$\frac{dp}{dt} = p_0 \frac{d\varphi}{dt} = p_0 \dot{\varphi}; \quad \mu = \frac{l - l_0}{l_{\max} - l_{\min}} = \frac{\Delta l}{l_{\max} - l_{\min}},$$

где l_{\max} и l_{\min} — максимальное и минимальное открытие всасывающего трубопровода компрессора (l_{\min} соответствует полному закрытию трубопровода и в большинстве случаев равна нулю, l_{\max} соответствует полному открытию трубопровода; $\Delta l = l - l_0 = \mu l_{\max}$).

В системах регулирования добиваются, чтобы изменение положения регулирующего органа линейно изменяло расход газа в трубопроводе. В этом случае величина μ может быть выражена уравнением $\mu = (\bar{m} - \bar{m}_0)/\bar{m}_{\max}$. После замены переменных в уравнении (11.11) получим

$$\left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p}\right)_0 p_0 \dot{\varphi} + \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial l}\right)_0 l_{\max} \dot{\mu} - \left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p}\right)_0 p_0 \varphi = \frac{V p_0 \dot{\varphi}}{R T_0}. \quad (11.12)$$

Уравнение (11.12) после несложных преобразований запишем в виде

$$\dot{\varphi} + \varphi/T_1 - \mu/T_2 = 0. \quad (11.13)$$

Здесь

$$T_1 = \frac{m_0}{\left[\left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p}\right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p}\right)_0\right] p_0}; \quad T_2 = \frac{m_0}{\left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial l}\right)_0 l_{\max}},$$

где $m_0 = V p_0$ — масса газа в газосборнике при установившемся режиме.

Уравнение регулируемого объекта (11.13) содержит две переменные φ и μ и недостаточно для определения движения элементов системы автоматического регулирования.

Перемещение конца штока чувствительного элемента z в зависимости от величины регулируемого параметра p представим в безразмерной форме

$$\frac{z - z_0}{z_{\max} - z_{\min}} = \frac{p - p_0}{p_{\max} - p_{\min}}, \quad (11.14)$$

где z_{\max} и z_{\min} — положение штока чувствительного элемента при соответствующих регулируемых параметрах p_{\max} и p_{\min} .

Обозначим

$$(z - z_0)/(z_{\max} - z_{\min}) = \xi, \quad (11.15)$$

где ξ — относительное перемещение чувствительного элемента.

Правую часть уравнения (11.14) можно представить, поделив числитель и знаменатель на p_0 , в виде

$$\frac{p - p_0}{p_{\max} - p_{\min}} = \frac{(p - p_0)/p_0}{(p_{\max} - p_{\min})/p_0},$$

где $(p - p_0)/p_0 = \varphi$ — относительное отклонение регулируемой величины.

Обозначим

$$(p_{\max} - p_{\min})/p_0 = \delta, \quad (11.16)$$

где δ — относительная величина неравномерности регулируемого параметра.

Из уравнений (11.14)—(11.16) получим относительное перемещение чувствительного элемента в виде

$$\xi = \varphi/\delta. \quad (11.17)$$

Однако и этого уравнения недостаточно для описания движения элементов системы регулирования, так как два полученных уравнения содержат три неизвестные величины. Шток чувствительного элемента в данной схеме регулирования связан рычагом первого рода с перемещением регулирующего органа задвижки. Эта связь может быть выражена зависимостью

$$(z - z_0)/(z_{\max} - z_{\min}) = -(l - l_0)/l_{\max} - l_{\min} = -\mu. \quad (11.18)$$

Знак «—» в правой части уравнения указывает на то, что величине z_{\max} соответствует минимальное открытие задвижки l_{\min} , а z_{\min} соответствует l_{\max} .

Из уравнений (11.15) и (11.18) получим уравнение связи

$$\xi = -\mu. \quad (11.19)$$

С учетом соотношений (11.17) и (11.19) уравнение (11.13) можно представить в виде

$$\dot{\phi} + (1/T_1 + 1/\delta T_2) \phi = 0.$$

Эта зависимость называется уравнением регулируемого параметра. С точки зрения математики оно является линейным дифференциальным уравнением первого порядка с постоянными коэффициентами. Его решение имеет вид

$$\phi = C e^{-(1/T_1 + 1/\delta T_2) t},$$

где C — постоянная.

Устойчивость системы, определяемая выражением $\lim_{t \rightarrow \infty} \phi \rightarrow 0$, обеспечивается при удовлетворении неравенства

$$1/T_1 + 1/\delta T_2 > 0. \quad (11.20)$$

Знак T_2 соответствует знаку частной производной $\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial l}$, которая положительна, так как при прочих равных условиях с увеличением l растет площадь прохода и расход газа через трубопровод. Величина δ всегда положительна, поскольку $p_{\max} - p_{\min} > 0$. Следовательно, второе слагаемое неравенства (11.20) всегда положительно. Величина T_1 в компрессорных машинах на основании анализа, проведенного в п. 11.1, тоже положительна.

Таким образом, в поршневых компрессорах переходные процессы всегда заканчиваются установлением устойчивого режима работы установки.

11.3. СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Основным возмущающим действием, вследствие которого повышается или понижается давление в сети, обслуживаемой компрессором, является изменение расхода массы газа, потребляемой из сети пневмоприемниками. Для поддержания давления по требуемому закону необходимо изменять производительность компрессора \bar{m}_1 с таким расчетом, чтобы она была равна расходу массы газа из сети \bar{m}_2 .

Массовая производительность компрессора определяется уравнением

$$\bar{m}_1 = \rho_n \bar{V}_{h1} \lambda.$$

Требуемую массовую производительность компрессора при изменении нагрузки сети представим в виде

$$\bar{m}^* = \rho_n^* \bar{V}_{h1}^* \lambda^*.$$

Из приведенных уравнений следует, что производительность компрессора можно изменить, варьируя плотностью всасываемого в компрессор газа ρ_n , объемом, описываемым поршнем первой ступени \bar{V}_{h1} , величиной коэффициента производительности по отдельности или в любой комбинации.

Для удобства последующих выводов введем понятие об относительной производительности компрессора

$$\sigma = \bar{m}^* / \bar{m} = \rho_n^* \bar{V}_{h1}^* \lambda^* / \rho_n \bar{V}_{h1} \lambda.$$

Иногда σ называют степенью снижения производительности компрессора на режиме регулирования.

Существует множество способов изменения производительности компрессора. Для оценки достоинств каждого будем рассматривать их со следующих позиций: 1) с какой степенью точности обеспечивается поддержание давления в сети; 2) как изменяются при этом затраты мощности привода и удельная работа; 3) насколько усложнит конструкцию установки использование выбранного способа. Кроме того, необходимо учитывать ряд факторов, характеризующих работу компрессора на режиме регулирования: перераспределение загрузки ступеней, изменение температур газа по тракту, надежность системы регулирования и т. д.

Изменение производительности одноступенчатого компрессора при дросселировании всасываемого газа. Плотность всасываемого газа можно уменьшать, повышая его температуру или снижая давление. При повышении начальной температуры T_n возрастает

удельная индикаторная работа, температура нагнетаемого газа и усиливается окисление смазочных масел. Поэтому подогрев газа не применяется для регулирования компрессоров.

Уменьшение начального давления достигается установкой во всасывающем трубопроводе дроссельного устройства, сопротивление которого можно изменять. Так как процесс дросселирования идеального газа изотермный, то отношение плотностей при нем равно отношению давлений

$$\rho_n^*/\rho_n = p_n^*/p_n.$$

Здесь $p_n^* = p_n - \Delta p_n$; $\Delta p = \rho_n \xi \frac{c^2}{2}$ — потеря давления в местном сопротивлении, где ξ — коэффициент местного сопротивления, а c — скорость газа в наиболее узком сечении дросселя.

Относительная производительность при изменении p_n^* записывается в виде

$$\sigma = p_n^* \lambda_n^* / p_n \lambda_n.$$

В процессе регулирования ставится задача стабилизации давления p_n , поэтому при уменьшении p_n^* увеличивается отношение давлений Π^* , которое изменит λ_n^* и главным образом за счет λ_n^* . Поэтому величину σ с достаточной точностью можно определить по формуле

$$\sigma = [1 - a(\Pi^{*1/n} - 1)] \Pi / [1 - a(\Pi^{1/n} - 1)] \Pi^*.$$

Теоретически значения σ могут изменяться от 1 до 0. Номинальному режиму работы компрессора соответствует $\sigma = 1$, когда отсутствует дросселирование газа на всасывании. Нулевая производительность компрессора $\sigma = 0$ соответствует условию

$$\ln \Pi^* = n_p \ln [(1 + a)/a].$$

Данный способ обеспечивает плавное изменение производительности компрессора за счет снижения p_n^* и λ_n при плавном изменении положения заслонки. В предельном случае $\sigma = 0$ произойдет полное перекрытие всасывания. Осуществление такого способа не вызывает технических трудностей.

Рассмотрим изменение удельной индикаторной работы $l_{ин}^*$ при изменении только плотности всасываемого газа

$$l_{ин}^* = [n/(n-1)] RT [(p_n/p_n^*)^{(n-1)/n} - 1]. \quad (11.21)$$

При регулировании величина p_n^* уменьшается и может быть определена из уравнения

$$p_n^* = p_n - \Delta p = p_n (1 - \kappa_1), \quad (11.22)$$

где $\kappa_1 = \Delta p/p_n$ — относительное изменение давления всасывания.

Из уравнений (11.21) и (11.22) получим

$$l_{ин}^* = [n/(n-1)] RT \{ [p_n/(1 - \kappa_1) p_n]^{(n-1)/n} - 1 \}. \quad (11.23)$$

Относительное изменение давления всасывания при регулировании представляет собой сравнительно небольшую величину и поэтому

$$1/(1 - \kappa_1) \approx 1 + \kappa_1.$$

Разложим величину $(1 + \kappa_1)^{(n-1)/n}$ в ряд Тейлора и ограничимся двумя членами разложения

$$(1 + \kappa_1)^{(n-1)/n} \approx 1 + [n - 1]/n \kappa_1. \quad (11.24)$$

Из уравнений (11.23) и (11.24) после несложных преобразований величина l_n^* может быть выражена уравнением

$$l_n^* = \frac{n}{n-1} RT_n \left[\left(\frac{p_n}{p_n} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + RT_n \left(\frac{p_n}{p_n} \right)^{\frac{n-1}{n}} \kappa_1. \quad (11.25)$$

Первый член правой части уравнения (11.25) представляет собой удельную работу, затрачиваемую на сжатие и перемещение газа при номинальном режиме l_n , а второй — увеличение этой работы при дросселировании. Относительное изменение удельной работы будет

$$l_n^*/l_n = 1 + [(n-1) \Pi^{(n-1)/n} \kappa_1] / n (\Pi^{(n-1)/n} - 1).$$

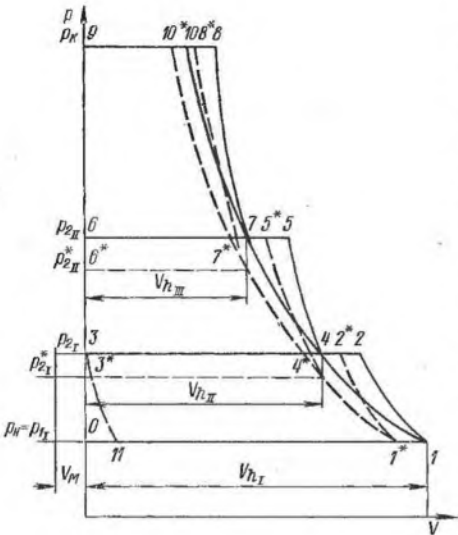
В данном уравнении при принятых допущениях все величины за исключением κ_1 постоянны. Дросселирование газа сопровождается увеличением κ_1 , что приводит к росту удельной индикаторной работы компрессора на режимах регулирования. Если учитывать дополнительно влияние мертвого пространства на производительность компрессора, то с уменьшением давления всасывания интенсивность ее снижения возрастет. Однако увеличение удельной индикаторной работы будет и в этом случае, так как мертвое пространство практически не изменяет величину l_n .

В компрессорах небольшой производительности иногда применяют полное перекрытие всасывающего трубопровода. Прекращение поступления свежего газа в компрессор приводит к выкачиванию газа из объема между дросселем и цилиндром. Давление всасывания постепенно становится ниже атмосферного, а отношение давлений в цилиндре увеличивается до тех пор, пока весь заполняющий цилиндр газ не уместится в мертвом пространстве при сжатии. Дальнейшее снижение давления всасывания прекратится.

Процесс отсасывания газа из замкнутого объема сопровождается увеличением отношения давлений и температуры в цилиндре. Если этот объем мал, то рост T_n кратковременный. Достигнув максимума, температура газа в цилиндре падает из-за охлаждения его водой и рассеивания тепла в окружающую среду. Подобный перевод компрессора на холостой ход сопровождается затратой работы на преодоление трений в механизме движения компрессора и совершение индикаторной работы холостого хода, что составляет примерно 15—20 % от номинальной работы. Как

Рис. 11.5. График изменения совмещенной индикаторной диаграммы многоступенчатого компрессора при теоретическом процессе и дросселировании всасываемого газа:

— — — индикаторные диаграммы ступеней компрессора при номинальном режиме; — — — — то же при снижении давления всасываемого газа дросселированием



и всякий позиционный процесс регулирования, он может поддерживать давление в сети в диапазоне между максимально и минимально допустимыми значениями. В этом случае компрессор должен некоторое время работать, пока давление не достигнет максимальной величины. Затем закрывается автоматически всасывающий

трубопровод, компрессор переходит на холостой ход с нулевой производительностью. В это время из сети продолжает расходоваться газ и давление в ней падает. Когда оно достигнет минимальной величины, всасывающий трубопровод открывается и вновь сеть заполняется нагнетаемым компрессором газом. Переход компрессора с холостого на рабочий ход вызывает резкое увеличение мощности, потребляемой компрессором, и нагрев двигателя. Учитывая данное обстоятельство, перекрытие всасывающего трубопровода иногда дополняют перепуском газа с нагнетания на всасывание. На участке от нагнетательного патрубка компрессора до запорного (обратного) клапана присоединяют перепускной трубопровод. Другой его конец соединяют с трубопроводом всасывания до устройства (по ходу газа), перекрывающего всасывающий трубопровод. В момент закрытия всасывающего трубопровода открывается устройство, перепускающее газ из полости нагнетания во всасывающий трубопровод. Обратный клапан отсоединяет компрессор из сети. Давление в полости нагнетания падает до давления всасывания. В результате этого снижаются температура газа в цилиндре и индикаторная мощность холостого хода.

В качестве недостатков регулирования перекрытием всасывающего трубопровода можно указать следующее.

1. При перекрытии всасывающего трубопровода в цилиндре образуется давление ниже атмосферного. При этом из картера в цилиндр происходит подсос газа и смазочного масла. Скопление последнего в цилиндре может вызвать гидравлический удар и аварию.

2. Этот способ требует добавочного расхода энергии на преодоление трений и индикаторную работу. Теряется работа, затрачиваемая на сжатие и перемещение перепускаемого газа.

3. Неравномерность нагрузки двигателя при периодическом перекрытии трубопровода вызывает его перегрев.

Для многоступенчатых машин этот способ не применим из-за длительности периода опорожнения межступенчатых коммуникаций и продолжительности работы компрессора с максимальными температурами газа в цилиндре, что может явиться причиной взрыва масла и продуктов неполного его разложения.

Изменение производительности многоступенчатого компрессора при дросселировании всасываемого газа. Рассмотрим изменение давления по ступеням многоступенчатого компрессора в случае дросселирования всасываемого газа. Для упрощения анализа сделаем это на примере трехступенчатого компрессора с теоретическим рабочим процессом при адиабатном сжатии газа в ступенях с порядковыми номерами I, II и III.

Индикаторная диаграмма компрессора на номинальном режиме с давлением всасывания p_H и нагнетания p_K изображена штриховыми линиями на рис. 11.5. Отрезками линии $0-1$ в масштабе изображен объем, описываемый поршнем первой ступени V_{hI} , $3-4 - V_{hII}$ и $6-7 - V_{hIII}$. Линия $1-10$ диаграммы является изотермой с температурой T_H и массой газа \bar{m}_1 . При дросселировании всасываемого газа его давление снизится до величины $p_H^* = \sigma p_H$; давление нагнетаемого газа останется постоянным равным p_K .

Для построения индикаторных диаграмм ступеней компрессора на режиме регулирования проведем линию постоянного давления σp_H . Затем через точку 1 проведем линию, параллельную оси ординат, которая пересечет линию $\sigma p_H = \text{const}$ в точке 1^* . Отрезок линии $\sigma p_H = \text{const}$ от точки 0^* на оси ординат и 1^* равняется V_{hI} по построению. Из точки 1^* проведем изотерму 1^*-10^* , описываемую уравнением $pV = \sigma mRT_H$, и линии, параллельные оси ординат, через точки 4 и 7 , соответствующие началу процессов сжатия во второй и третьей ступенях при номинальном режиме. Точки пересечения изотермы 1^*-10^* с линиями постоянных абсцисс 4 и 7 обозначим 4^* и 7^* . Проведем через точки 4^* и 7^* линии, параллельные оси абсцисс. Отрезки линий 3^*-4^* и 6^*-7^* являются по построению объемами V_{hII} и V_{hIII} соответственно. Проведем из точек 1^* , 4^* и 7^* адиабаты до пересечения с линией постоянной ординаты 3^* , 6^* и обозначим эти точки через 2^* , 5^* , 8^* . Индикаторная диаграмма первой ступени при новом давлении описывается линиями $0^*-1^*-2^*-3^*-0^*$, второй $3^*-4^*-5^*-6^*-3^*$ и третьей $6^*-7^*-8^*-9^*-6^*$.

Точки 1 и 4 лежат на одной изотерме и поэтому справедлива зависимость

$$p_4/p_1 = p_{1II}/p_{1I} = V_1/V_4 = V_{hI}/V_{hII}. \quad (11.26)$$

Давление в точке 4 диаграммы является давлением всасывания второй ступени p_{1II} и нагнетания первой p_{2I} . Обозначим отношение давлений

$$p_{4II}/p_{1I} = p_{2I}/p_{1I} = \Pi_I. \quad (11.27)$$

Точки 1* и 4* тоже лежат на одной изотерме $1^*—4^*$. Давление в точке 4* равно давлению нагнетания первой ступени по аналогии с номинальным режимом. Из уравнения изотермы с учетом соотношения (11.26) получим

$$p_4^*/p_1^* = V_{h_{IV}}/V_{h_{II}} = p_4/p_1. \quad (11.28)$$

Обозначим

$$\Pi_1^* = p_4^*/p_1^* = p_{2I}^*/p_{1I}^*. \quad (11.29)$$

На основании уравнений (11.27)—(11.29) находим $\Pi_1^* = \Pi_I$. По аналогии для второй ступени найдем, что $\Pi_{II}^* = \Pi_{II}$. Общее отношение давлений в компрессоре при работе на номинальном режиме

$$\Pi_0 = p_K/p_H = \Pi_I \Pi_{II} \Pi_{III}. \quad (11.30)$$

Отношение давлений в компрессоре при работе на режиме регулирования

$$\Pi_0^* = p_K/p_H = p_K/p_H \sigma = \Pi_1^* \Pi_{II}^* \Pi_{III}^*. \quad (11.31)$$

Из уравнений (11.30) и (11.31) находим

$$\Pi_0 = \Pi_1^* \Pi_{II}^* \Pi_{III}^* \sigma = \Pi_I \Pi_{II} \Pi_{III}.$$

Учитывая равенство отношений давлений в первой и второй ступенях при работе компрессора на номинальном режиме и режиме регулирования, определим

$$\Pi_{III}^* = \Pi_{III}/\sigma.$$

Следовательно, при дросселировании всасываемого газа отношения давлений во всех ступенях, кроме последней, остаются постоянными, а на последней оно возрастает в $1/\sigma$ раз. Вследствие этого могут возникнуть опасные для работы последней ступени температуры газа, что ограничивает допустимый диапазон изменения σ . С целью расширения диапазона изменения σ при проектировании многоступенчатых компрессоров, в которых предполагается применение дросселирования всасываемого газа, отношение давлений на последней ступени Π_z при работе на номинальном режиме занижают на 10—20 % по сравнению с другими ступенями.

Индикаторная работа во всех ступенях, кроме последней, определяется на режиме регулирования уравнением

$$L_{ni}^* = [k/(k-1)] p_{ni}^* V_{h_i} (\Pi_i^{*(k-1)/k} - 1).$$

Так как в этих ступенях $p_{ni}^* = \sigma p_{ni}$, а $\Pi_i^* = \Pi_i$, то $L_{ni}^* = \sigma L_{ni}$. В последней ступени $\Pi_z^* = \Pi_z/\sigma$ и индикаторная работа определяется по формуле

$$[L_z^* = [k/(k-1)] p_{nz} \sigma V_{h_z} [(\Pi_z/\sigma)^{(k-1)/k} - 1]],$$

т. е. индикаторная работа в последней ступени изменяется так же, как в одноступенчатом компрессоре при снижении давления всасывания.

Удельная индикаторная работа при дросселировании всасываемого газа во всех ступенях остается постоянной, а в последней возрастает в соответствии с уравнением (11.25). Суммарная удельная индикаторная работа $l_{и_{МК}}^*$ определяется уравнением

$$l_{и_{МК}}^* = l_{и_{МК}} + RT_{н} (\Pi_z/\sigma)^{(k-1)/k} (1 - \sigma).$$

Удельная работа, затрачиваемая на преодоление механических трений в механизме, увеличивается главным образом из-за снижения производительности компрессора.

Способ плавного изменения массовой производительности многоступенчатого компрессора дросселированием всасываемого газа достаточно прост, не требует больших затрат времени и средств на изготовление, но увеличивает удельные затраты работы. В связи с указанным он находит ограниченное применение преимущественно в компрессорах малой производительности.

Изменение производительности компрессора изменением объема, описываемого поршнем в единицу времени \bar{V}_h . Величина \bar{V}_h ступени компрессора определяется из уравнения $\bar{V}_h = Fsn$. При постоянном ходе s и площади F поршня изменение \bar{V}_h можно осуществлять за счет плавного или ступенчатого изменения частоты вращения вала n .

Рассмотрим способы воздействия на привод установки с точки зрения требований, предъявляемых к системам регулирования.

1. При плавном изменении частоты вращения двигателя и коленчатого вала компрессора достигается точность поддержания заданного закона изменения давления.

2. Если двигатель допускает плавное изменение частоты вращения, то конструкция компрессора не усложняется.

Для оценки затрат работы или мощности при изменении производительности этим способом рассмотрим изменение изотермного КПД $\eta_{из}$ при разных частотах вращения вала n_1 и n_2 , причём $n_1 > n_2$

$$\eta_{из} = N_{из}/(N_{п} + N_{тр}).$$

Здесь $N_{из}$ — изотермная мощность, которая определяется уравнением

$$N_{из} = \dot{m}RT_{н} \ln(p_{к}/p_{н}),$$

где R , $T_{н}$, $p_{к}$ и $p_{н}$ — постоянны при обоих режимах работы по условию.

Производительность компрессора

$$\bar{m} = \rho_{\text{H}} V_{\text{H}} n \lambda, \quad (11.32)$$

где λ — коэффициент производительности.

Из уравнения (11.32) найдем зависимость между производительностями компрессора при n_1 и n_2

$$\bar{m}_2 = \bar{m}_1 n_2 \lambda_2 / n_1 \lambda_1.$$

Тогда

$$N_{2\text{H}} = N_{1\text{H}} n_2 \lambda_2 / n_1 \lambda_1.$$

Индикаторная мощность N_{H} определяется при обработке экспериментальных данных в соответствии с уравнением

$$N_{\text{H}} = k A n,$$

где A — площадь индикаторной диаграммы; k — масштаб площади диаграммы.

Выразим $N_{2\text{H}}$ через $N_{1\text{H}}$

$$N_{2\text{H}} = N_{1\text{H}} A_2 n_2 / A_1 n_1.$$

Мощность, затрачиваемую на преодоление механических трений в механизме движения $N_{2\text{ТР}}$ при постоянстве коэффициентов трений деталей, можно выразить через $N_{1\text{ТР}}$.

$$N_{2\text{ТР}} = N_{1\text{ТР}} n_2 / n_1.$$

Подставив значение мощностей в уравнение для $\eta_{\text{из}}$, найдем

$$\eta_{2\text{из}} = \frac{N_{1\text{из}} \lambda_2 / \lambda_1}{N_{1\text{H}} A_2 / A_1 + N_{1\text{ТР}}}. \quad (11.33)$$

Проанализируем полученное выражение. Если $A_2/A_1 = 1$ и $\lambda_2/\lambda_1 = 1$, то $\eta_{1\text{из}} = \eta_{2\text{из}}$. При уменьшении частоты вращения вала снижаются средняя скорость поршня и скорость газа в клапанах в отношении n_2/n_1 . Газодинамические сопротивления клапанов уменьшаются в отношении $(n_2/n_1)^2$. Процессы сжатия и расширения осуществляются с меньшими показателями политропы. Вследствие этого отношение $A_2/A_1 < 1$, что указывает на повышение изотермного КПД по мере снижения частоты вращения вала.

Отношение λ_2/λ_1 меняется неоднозначно при достаточно широком диапазоне изменения частоты вращения вала. Функция $\lambda = f(n)$ имеет максимум при $n = n_{\text{опт}}$. Если $n_1 < n_{\text{опт}}$, то уменьшению частоты вращения вала от n_1 до n_2 соответствует $\lambda_2/\lambda_1 < 1$. При $n_1 > n_{\text{опт}}$ и $n_2 < n_1$ величина $\lambda_2/\lambda_1 > 1$. Она достигает максимального значения при $n_2 = n_{\text{опт}}$, а затем постепенно снижается и при определенном значении n_2 становится меньше единицы. Таким образом, в зависимости от конструкции рассматриваемого компрессора и величины исходной частоты вращения вала n_1 снижение ее до n_2 может приводить как к повышению (при $\lambda_2/\lambda_1 > 1$), так и к понижению (при $\lambda_2/\lambda_1 < 1$) изотермного КПД компрессора.

Совместное влияние рассмотренных факторов приводит к тому, что в ограниченном диапазоне изменения частоты вращения вала изотермный КПД компрессора меняется незначительно.

Поясним сказанное выше на примере. При расчете рабочего процесса в ступени компрессора ВУ 3/8 с помощью математической модели при $n_1 = 48,83 \text{ с}^{-1}$ и $n_2 = 13 \text{ с}^{-1}$ отношение $\lambda_2/\lambda_1 = 1,34$, а $A_2/A_1 = 0,6$. Из уравнения (11.33) следует, что $\eta_{2из} > \eta_{1из}$, так как $\lambda_2/\lambda_1 > 1$ и $A_2/A_1 < 1$, т. е. в данном случае с уменьшением частоты вращения вала КПД компрессора увеличивается.

На изменение КПД сильно влияет правильный выбор клапанов, которые должны иметь наибольшую эффективность в диапазоне предполагаемого изменения частоты вращения вала.

Наиболее часто приводом компрессорной установки являются электродвигатели. Синхронные электродвигатели имеют абсолютно жесткую характеристику и не допускают изменения частоты вращения ротора. Асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором, которые наиболее часто применяются для небольших компрессоров из-за своей дешевизны, также имеют жесткую характеристику. Изменение частоты вращения их роторов соответствует величине скольжения (2 %), а это ничтожно мало. Асинхронные двигатели с фазным ротором при включении сопротивлений в цепь статора допускают в ограниченном диапазоне изменение частоты вращения, но работают на этих режимах неэкономично. Только электродвигатели постоянного тока имеют мягкую характеристику. На промышленных предприятиях, как правило, нет постоянного тока, а двигатели, питаемые от выпрямителей, сложны в эксплуатации, имеют большие энергетические потери и дороги. Все эти причины не позволяют широко использовать плавное изменение частоты вращения вала для изменения производительности компрессора.

Плавное изменение частоты вращения допускают паровые машины и двигатели внутреннего сгорания, устойчивая работа которых сохраняется при снижении n до 55 % от номинальной. Последние часто используют в передвижных компрессорных установках. При уменьшении частоты вращения КПД двигателя понижается, а КПД компрессора растет. Общий КПД установки зависит от состояния компрессора и двигателя. Обосновывая допустимый диапазон изменения частоты вращения вала, обычно исходят из посылки, что КПД установки должен быть примерно постоянным.

В некоторых случаях между электродвигателем и компрессором устанавливается гидромурфта, которая позволяет плавно изменять частоту вращения вала компрессора. Это удорожает установку и ухудшает ее КПД, но дает возможность регулировать работу компрессора.

В последнее время находит применение ступенчатое изменение частоты вращения вала для целей регулирования давления в сети. Простейшим случаем использования такого способа является остановка двигателя, т. е. двигатель имеет две возможные частоты вращения вала — рабочую и нулевую. Применение такого регу-

лирования обосновано только тогда, когда компрессор имеет производительность \bar{m} больше, чем потребление газа сетью \bar{m}_c , а технологический процесс предприятия допускает изменение давления в сети от p_{\max} до p_{\min} .

Идеальный процесс регулирования осуществляется следующим путем. При достижении в газосборнике максимального давления p_{\max} останавливается двигатель компрессора и производительность компрессора становится равной нулю. Во время остановки двигателя за счет потребления сжатого газа уменьшается его масса в сети и снижается давление. Когда давление достигает величины p_{\min} , вновь автоматически пускается двигатель. Так как производительность компрессора больше потребления газа из сети, то в последней начинает накапливаться масса газа и повышаться его давление. По достижению газом давления p_{\max} двигатель останавливается и начинается новый цикл регулирования. Если обозначить время цикла регулирования t , работы компрессора в цикле t_1 и остановки t_2 , то справедливы равенства:

$$\bar{m}t_1 = \bar{m}_c t; \quad (11.34)$$

$$\bar{m}_c t_2 = V_p (p_{\max} - p_{\min}), \quad (11.35)$$

где V_p — объем газосборника (ресивера); p_{\max} и p_{\min} — максимальная и минимальная за цикл регулирования плотность газа в газосборнике.

Из уравнений (11.34) и (11.35) находим

$$\bar{m} (t_1/t) t_2 = V_p (p_{\max} - p_{\min}).$$

Обозначим относительное время работы компрессора за цикл регулирования t_1/t буквой ν и, зная, что $t_2 = (1 - \nu) t$, найдем

$$t = V_p (p_{\max} - p_{\min}) / \nu (1 - \nu) \bar{m}.$$

Число циклов регулирования z за час будет определяться по формуле

$$z = 3600/t = \nu(1 - \nu) \bar{m} 3600 / V_p (p_{\max} - p_{\min}). \quad (11.36)$$

Из уравнения (11.36) следует, что z пропорционально производительности компрессора \bar{m} и обратно пропорционально V_p и разности плотностей $\Delta\rho$.

Так как в газосборнике находится газ, охлажденный в межступенчатом холодильнике, и допустимая разность давлений невелика, то можно представить $\Delta\rho$ в виде

$$\Delta\rho = p_{\max} - p_{\min} = (p_{\max} - p_{\min}) / RT_{\text{ср}},$$

где $T_{\text{ср}}$ — средняя температура газа в газосборнике.

Величина $\nu = t_1/t = \bar{m}_c/\bar{m}$ отражает зависимость между расходом газа из газосборника в сеть и производительностью компрессора.

сора. Для оценки ее влияния на z найдем условия максимума произведения членов, содержащих v

$$\frac{d}{dv} [v(1-v)] = 1 - 2v = 0;$$

отсюда $v = 0,5$.

При $v = 0,5$ произведение $v(1-v)$ имеет максимальное значение, а число включений z наибольшее для заданных \bar{m} , \bar{m}_c и V_D .

Наибольшее число включений определяется по формуле

$$z_{\max} = 900 \bar{m} RT_{cp} / V_D (p_{\max} - p_{\min}).$$

При работе компрессора могут возникать различные значения v , а число включений ограничиваться условиями работы двигателей. По данным Лакмана при регулировке остановками для электродвигателя с фазным ротором $z_{\max} = 15 \text{ ч}^{-1}$; для электродвигателей с короткозамкнутым ротором при пуске с переключением со звезды на треугольник $z_{\max} = 30 \text{ ч}^{-1}$; при регулировании переводом на холостой ход $z_{\max} = 60 \text{ ч}^{-1}$. В настоящее время с целью уменьшения размеров газосборников в передвижных компрессорных станциях при переводе компрессора на холостой ход допускают до 100 включений двигателя в час.

В случае идеального процесса регулирования методом остановок считается, что при работе компрессорной установки на номинальном режиме ее удельная индикаторная работа остается постоянной. Когда компрессор стоит, то он не потребляет никакой энергии. Следовательно, этот способ является экономичным. Точность поддержания давления в этом случае определяется допустимой зоной изменения $\Delta p = p_{\max} - p_{\min}$. Процесс регулирования связан с конструкцией двигателя, но совершенно не усложняет конструкцию самого компрессора. Такое заключение соответствует только идеальному процессу.

Действительный процесс вносит некоторые изменения в оценке достоинств данного способа регулирования. При запуске компрессора происходит резкое увеличение потребляемой двигателем энергии и он перегревается. С целью разгрузки двигателя его пуск обычно производится при атмосферном противодавлении. Весь сжатый газ из цилиндров, межступенчатых коммуникаций и части нагнетательного трубопровода до обратного запорного клапана выпускается в этом случае в атмосферу. При $z = 102$, $v = 0,5$ в компрессоре ВУ 3/8 по данным экспериментальных исследований выпуск газа в атмосферу составлял более 15 % от номинальной производительности компрессора.

Время работы двигателя возрастает на: время заполнения цилиндров и коммуникаций компрессора сжатым воздухом до давления $p_{\min} - \Delta \tau_1$; время выпуска газа из этих объемов при остановке — $\Delta \tau_2$; время выполнения системой подготовительных операций — $\Delta \tau_3$. Время же остановки двигателя уменьшается на сумму этих величин. Уже при $v > 0,8$ двигатель фактически не останавливается и подобный способ регулирования для таких

условий не лучше, чем выпуск сжатого воздуха в атмосферу. Затраты удельной работы при различных режимах возрастают, достигая до 25 % свыше номинальной. При таких частых остановках и пусках двигателя быстро увеличивается его износ.

Несмотря на эти недостатки рассмотренный способ регулирования применяют на компрессорах небольшой производительности с мощностью до 100 кВт, в частности, на транспортных установках.

Изменение производительности одноступенчатого компрессора путем присоединения к цилиндру дополнительных полостей. Анализируя причины, вызывающие изменение относительной производительности ступени σ , необходимо рассмотреть способы влияния на коэффициент производительности λ . Наиболее сильное влияние на λ оказывает объемный коэффициент λ_0 . Если изменять величину относительного объема мертвого пространства a , то можно получить различные значения λ_0 и производительности ступени. Изменять мертвое пространство можно, присоединяя к цилиндру дополнительную полость V_d постоянного или переменного объема. Относительную величину дополнительного мертвого пространства обозначим a_d .

Пусть объемный коэффициент при номинальном режиме работы ступени компрессора будет

$$\lambda_0 = 1 - a (\Pi^{1/n} - 1).$$

Допустим, что параметры газа в цилиндре компрессора, а также в основном и дополнительном мертвом пространстве в течение всего рабочего цикла ступени одинаковы. В этом случае объемный коэффициент с учетом дополнительного мертвого пространства λ_0^* будет определяться уравнением

$$\lambda_0^* = 1 - (a + a_d) (\Pi^{1/n} - 1). \quad (11.37)$$

В одноступенчатом компрессоре при регулировании p_k и p_n остаются постоянными. Величины λ_d , λ_r и массообмен изменяются очень незначительно. Величину σ поэтому можно определять с помощью уравнения $\sigma = \lambda_0^*/\lambda_0$.

Из уравнения (11.37) следует, что λ_0^* можно изменить подсоединением a_d от 1 при $a + a_d = 0$ до 0 при $a_d = 1/(\Pi^{1/n} - 1) - a_0$. Величина a_d при заданной σ будет определяться по формуле $a_d = (1 - \sigma) \lambda_0 / (\Pi^{1/n} - 1)$. Если плавно изменять объем дополнительного мертвого пространства, то производительность ступени изменяется тоже плавно. Это позволяет поддерживать давление газа в сети в соответствии с заданным законом. Если газ не подчиняется законам идеального, то последнее учитывается чаще всего вводом коэффициента сжимаемости ξ . Величина объемного коэффициента в этом случае определяется из уравнения

$$\lambda_0 = 1 - a (\xi_n \Pi^{1/n} / \xi_n - 1),$$

где ξ_n, ξ_k — коэффициенты сжимаемости газа при параметрах в конце процессов всасывания и нагнетания; n_T — температурный показатель политропы по конечным параметрам p и T (при высоких давлениях $n_T = k$).

Необходимые для заданных условий абсолютная и относительная величины мертвого пространства определяются уравнениями:

$$V_d = [(1 - \sigma) \lambda_0 / (\xi_n \Pi^{1/n_T} / \xi_k - 1)] V_h;$$

$$a_d = (1 - \sigma) \lambda_0 / (\xi_n \Pi^{1/n_T} / (\xi_k - 1)).$$

Удельная работа, затрачиваемая на привод компрессора, на номинальном режиме до подсоединения a_d равна $l = l_n + l_{TP}$ и при регулировании — $l^* = l_n^* + l_{TP}^*$. Удельная индикаторная работа при $n_p = n_c$ остается постоянной $l_n = l_n^*$. Работа, затрачиваемая на преодоление механических трений, тоже практически неизменна, а потому $l_{TP}^* = l_{TP} / \sigma$.

Относительная величина удельной работы определяется по формуле

$$l^*/l = [1 - (1 - \sigma) \eta_{\text{мех}}] / \sigma,$$

где $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД компрессора.

Отношение l^*/l будет немного возрастать с уменьшением σ . Например, при $\eta_{\text{мех}} = 0,85$ и $\sigma = 0,7$ относительная удельная работа увеличится только на 4 %.

Присоединение полостей дополнительного мертвого пространства производится к цилиндру с помощью управляемых клапанов. Чаще всего присоединяются полости постоянного объема. На рис. 11.6 изображена схема цилиндра ступени двойного действия с дисковым поршнем и двумя рабочими камерами (А, Б), к которым подсоединены по две полости (а, г и б, в). Каждая подсоединенная полость снижает производительность рабочей камеры на половину при расчетном отношении давлений. Следовательно, эта ступень может иметь пять различных производительностей, отличающихся на 25 %. В том случае, когда все полости дополнительного мертвого пространства отсоединены от цилиндра, ступень имеет 100 %-ную номинальную производительность. Присоединение дополнительных полостей производится по очереди к обоим рабочим камерам. Присоединяя полость к одной рабочей камере, снижают ее производительность на половину, а всей ступени — на 25 %. Подсоединение следующей полости дополнительного мертвого пространства производится к рабочей камере, расположенной по другую сторону дискового поршня, и тоже снижает производительность полости на 50 %, а ступени еще на 25 %. Подсоединение производится последовательно по мере повышения давления в газосборнике автоматически.

Действительный процесс в ступени с присоединенной полостью дополнительного мертвого пространства будет отличаться от идеального, так как параметры газа в цилиндре и присоединенной

полости не идентичны. На рис. 11.7 показано отношение плотностей газа в цилиндре $\rho_{ц}$ и присоединенной к нему полости $\rho_{д}$ в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Эта зависимость была экспериментально получена в лаборатории кафедры «Компрессоростроение» ЛПИ [22].

Как видно из графиков, отношение $\rho_{ц}/\rho_{д}$ за цикл при $n = 16,7 \text{ с}^{-1}$, $\Pi = 3$, $a = 0,48$ и отношении площади поршня $F_{п}$ к площади проходного сечения в клапане $f_{к}$, равном 30, колеблется от 1,35 до 0,6. Такое сравнительно большое колебание плотностей

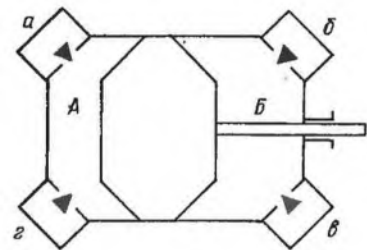


Рис. 11.6. Схема подсоединения полостей дополнительного мертвого пространства к ступени двойного действия с дисковым поршнем: а, б, в, г — полости дополнительного мертвого пространства; А, Б — полости цилиндра

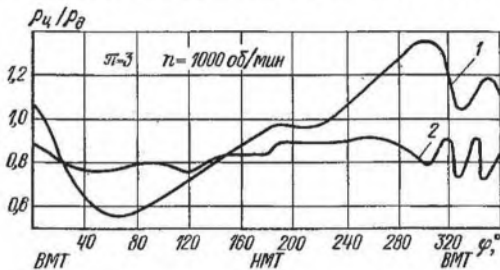


Рис. 11.7. Зависимость отношения плотности газа в цилиндре $\rho_{ц}$ и дополнительном мертвом пространстве $\rho_{д}$ от угла поворота коленчатого вала φ :

1 — при $a_{д} = 0,4793$; 2 — при $a_{д} = 0,0458$

вызвано отклонениями давлений и температуры газа в цилиндре и присоединенной полости. Если в цилиндре

изменение параметров газа происходит вследствие движения поршня, то в присоединенной полости это вызвано массообменом с газом цилиндра. Между цилиндром и полостью находится управляемый клапан, который представляет собой гидравлическое сопротивление. Скорость перетекания газа через узкое сечение клапана является функцией разности давлений между цилиндром и полостью. Эта скорость гасится за счет трения струи, а кинетическая энергия ее превращается в тепло. Появляется и разность температур между газом в цилиндре и дополнительной полости, обусловленная, в частности, различием в условиях внешнего теплообмена. Как правило, температура газа в полости, осредненная за цикл, будет выше средней температуры газа в цилиндре.

На проталкивание газа из цилиндра в полость необходимо затрачивать определенную работу. При расширении и перетекании газа из полости в цилиндр отдается меньшая работа из-за сопротивлений клапанов, чем при расширении из основного мертвого пространства. Все это увеличивает удельную индикаторную работу при режимах регулирования.

Отношение $\rho_{ц}/\rho_{д}$ увеличивается с ростом относительного мертвого пространства a , так как большая масса газа циркулирует

между соединенными полостями. Такое же действие оказывает увеличение отношения давлений в ступени II и скорости газа в подсоединительных клапанах из-за увеличения отношения $F_{ш}/F_k$ или частоты вращения вала компрессора.

Давление в подсоединенной полости в процессе расширения будет больше, чем в цилиндре. Если выравнивание давлений произойдет в процессе всасывания, то уравнение для определения справедливо. Если же это произойдет в процессе сжатия, то присоединенная полость имеет слишком большой объем. При этом увеличение удельной индикаторной работы и уменьшение производительности ступени будут выше расчетных. То же самое вызовет заниженная площадь сечения подсоединительных клапанов.

Рабочие процессы в ступени реального компрессора при изменении производительности путем подсоединения дополнительных полостей мертвого пространства правильнее рассчитывать с помощью математических моделей. Рассмотрим расчет рабочего процесса ступени с тронковым поршнем при подсоединении полости дополнительного мертвого пространства.

Ступень составляют четыре полости, соединенные каналами. Параметры газа перед всасывающим патрубком ступени и после нагнетательного патрубка постоянны в течение цикла. Уравнения, описывающие изменения параметров газа в полостях, будут:

для полости всасывания или всасывающих клапанов

$$p_{кв} = (k - 1) U_{кв} / V_{кв};$$

$$U_{кв_i} = U_{кв_{i-1}} + dU_{кв_{i-1}};$$

$$dU_{кв_{i-1}} = [\omega dQ_{кв} / d\varphi + i_{кв} \bar{m}_1 + i_{кв} \bar{m}_2 + i_{кв} (\bar{m}_2 + \bar{m}_3)] d\varphi / \omega;$$

$$M_{кв_i} = M_{кв_{i+1}} + (\bar{m}_1 + \bar{m}_4 - \bar{m}_2 - \bar{m}_3) d\varphi / \omega;$$

$$T_{кв_i} = p_{кв} V_{кв} / R M_{кв};$$

для полости цилиндра

$$p_{ц} = (k - 1) U_{ц} / V_{ц};$$

$$U_{ц} = U_{0_{ц}} + dU_{ц};$$

$$dU_{ц} = \left[\frac{\omega dQ_{ц}}{d\varphi} - \frac{\omega p_{ц} dV_{ц}}{d\varphi} + i_{кв} \bar{m}_3 + i_{кв} \bar{m}_5 + i_{кол} \bar{m}_7 + \right. \\ \left. + i_{рм} \bar{m}_{12} - i_{ц} (\bar{m}_4 + \bar{m}_6 + \bar{m}_8 + \bar{m}_{11}) \right] d\varphi / \omega;$$

$$M_{ц} = M_{0_{ц}} + (\bar{m}_3 + \bar{m}_5 + \bar{m}_7 + \bar{m}_{12} - \bar{m}_4 - \bar{m}_6 - \bar{m}_8 - \bar{m}_{11}) d\varphi / \omega;$$

$$T_{ц} = p_{ц} V_{ц} / R M_{ц};$$

для полости нагнетания

$$p_{\text{кн}} = (k - 1) U_{\text{кн}} / V_{\text{кн}};$$

$$U_{\text{кн}} = U_{0_{\text{кн}}} + dU_{\text{кн}};$$

$$dU_{\text{кн}} = [\omega dQ_{\text{кн}}/d\varphi + i_{\text{ц}} \bar{m}_6 + i_{\text{к}} \bar{m}_{10} - i_{\text{кн}} (\bar{m}_5 + \bar{m}_9)] d\varphi/\omega,$$

$$M_{\text{кн}} = M_{0_{\text{кн}}} + (\bar{m}_6 + \bar{m}_{10} - \bar{m}_5 - \bar{m}_9) d\varphi/\omega;$$

$$T_{\text{кн}} = p_{\text{кн}} V_{\text{кн}} / R M_{\text{кн}},$$

для полости дополнительного мертвого пространства

$$p_{\text{дм}} = (k - 1) U_{\text{дм}} / V_{\text{дм}};$$

$$U_{\text{дм}} = U_{0_{\text{дм}}} + dU_{\text{дм}};$$

$$dU_{\text{дм}} = [\omega dQ_{\text{дм}}/d\varphi + i_{\text{ц}} \bar{m}_{11} - i_{\text{дм}} \bar{m}_{12}] d\varphi/\omega;$$

$$M_{\text{дм}} = M_{0_{\text{дм}}} + (\bar{m}_{11} - \bar{m}_{12}) d\varphi/\omega;$$

$$T_{\text{дм}} = p_{\text{дм}} V_{\text{дм}} / R M_{\text{дм}},$$

где $p_{\text{кв}}, p_{\text{ц}}, p_{\text{кн}}, p_{\text{дм}}, T_{\text{кв}}, T_{\text{ц}}, T_{\text{кн}}, T_{\text{дм}}$ — давления и температуры газа в полостях всасывания, цилиндра, нагнетания и дополнительного мертвого пространства соответственно; $Q_{\text{кв}}, Q_{\text{ц}}, Q_{\text{кн}}, Q_{\text{дм}}$ — количество теплоты, передаваемое к газу в полостях; $M_{\text{кв}}, M_{\text{ц}}, M_{\text{кн}}, M_{\text{дм}}$ — массы газа в полостях; $U_{\text{кв}}, U_{\text{ц}}, U_{\text{кн}}, U_{\text{дм}}$ — полные внутренние энергии; $i_{\text{кв}}, i_{\text{ц}}, i_{\text{кн}}, i_{\text{дм}}$ — энтальпии газа в полостях; $i_{\text{кюл}}$ — энтальпия газа в первом межкольцевом объеме уплотнения; $i_{\text{н}}, i_{\text{к}}$ — энтальпии газа в полостях перед всасывающим и после нагнетательного патрубков.

Систему уравнений, описывающую рабочий процесс в ступени компрессора с присоединенной полостью дополнительного мертвого пространства, необходимо дополнить уравнениями движения пластин всасывающих и нагнетательных клапанов

$$\frac{dh_{\text{в}}}{d\varphi} = z_{\text{в}}/\omega;$$

$$\frac{dz_{\text{в}}}{d\varphi} = \frac{1}{\omega m_{\text{в}}} [P_{2_{\text{вс}}} - C_{\text{в}} (h_{\text{в}} + h_{0_{\text{в}}}) + G_{\text{в}}];$$

$$\frac{dh_{\text{н}}}{d\varphi} = \frac{z_{\text{н}}}{\omega};$$

$$\frac{dz_{\text{н}}}{d\varphi} = \frac{1}{\omega m_{\text{н}}} [P_{2_{\text{н}}} - C_{\text{н}} (h_{\text{н}} + h_{0_{\text{н}}}) - G_{\text{н}}],$$

затем, как и в п. 2.13, уравнения записываются в разностной форме и решение выполняется с помощью ЭВМ. Определение всех величин, необходимых для проведения расчетов на ЭВМ, кроме касающихся полости дополнительного мертвого пространства, было уже приведено в гл. 2.