

6. В паровом тракте, в основном в клапанах, из-за больших скоростей имеются существенные гидравлические сопротивления.

7. Во всасывающих и особенно нагнетательных полостях наблюдаются колебания давления.

8. В механизме движения компрессора и приводе масляного насоса расходуется дополнительная энергия.

При расчете и анализе результатов испытаний реального компрессора влияние указанных факторов на отклонение от теоретических характеристик оценивается специальными коэффициентами — коэффициентом подачи и его составляющими, КПД и др.

Объемные показатели

Коэффициент подачи (коэффициент наполнения). Этот коэффициент, обозначаемый λ , характеризует отличие массовой производительности реального компрессора от теоретической $\lambda = G_a / G_{a,т}$.

Коэффициент подачи обычно представляют произведением $\lambda = \lambda_c \lambda_w \lambda_{др} \times \lambda_{пл} \lambda_n$, где каждый из множителей (коэффициентов) характеризует влияние на производительность соответствующих факторов: обратного расширения из мертвого пространства (λ_c), дроссельных потерь ($\lambda_{др}$), подогрева (λ_w), перетечек ($\lambda_{пл}$) и прочих потерь подачи (λ_n).

В теории ПК принято разделять эти коэффициенты на индикаторные и скрытые. К индикаторным относятся объемный коэффициент λ_c , характеризующий влияние обратного расширения, и коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$, которые можно определить из индикаторной диаграммы. Произведение $\lambda_c \lambda_{др}$ называют также индикаторным коэффициентом наполнения λ_i . К скрытым (влияние которых не видно из индикаторной диаграммы) относят коэффициенты нагрева λ_w , плотности $\lambda_{пл}$ и прочих потерь подачи λ_n .

Объемный коэффициент λ_c можно определить по формуле $\lambda_c = 1 - c(\pi^{1/m} - 1)$, где $C = V_m / V_n$ — относительное мертвое пространство; $\pi = p_{2\text{ км}} / p_{1\text{ км}}$ — отношение давлений нагнетания и всасывания; m — условный постоянный показатель политропы обратного расширения, при котором объемные потери от расширения такие же, как и в действительном

процессе расширения; V_m — объем мертвого пространства.

Сплошная линия 3—4 на рис. 1.1, б изображает действительный процесс, а пунктирная 3—4 — процесс с постоянным показателем — m (показатель политропы конечных параметров — точек 3 и 4).

Для аммиачных компрессоров $m = 0,95 \div 1,1$, для R12 и R22 $m = 0,9 \dots 1,05$.

Зависимость λ_c от π и C при $m = 0,95; 1,0; 1,05$ показана на рис. 1.2. В конструкциях современных компрессоров $C = 0,03 \div 0,06$, в компрессорах для низких температур (высокие π) $C = 0,015 \div 0,025$.

Коэффициент дросселирования. Этот коэффициент, обозначаемый $\lambda_{др}$, для компрессора с правильно сконструированными всасывающими трактами и клапанами составляет $0,98 \div 0,995$, поэтому при расчете принимают $\lambda_{др} = 1$. Типичные процессы в цилиндре вблизи НМТ показаны на рис. 1.3. Существенное снижение $\lambda_{др}$ наблюдается при преждевременном закрытии всасывающего клапана, которое возникает, когда сила давления пара меньше усилия упругих элементов, закрывающих клапаны, например при давлениях всасывания менее 25...35 кПа. Это ограничивает применение поршневых компрессоров по давлению всасываемого пара (не менее 20 кПа) и соответствующей температуре кипения холодильного агента.

При высоких температурах кипения при всасывании пара высокой плотности дроссельные потери не имеют существенного значения для объемной производительности. В ряде случаев

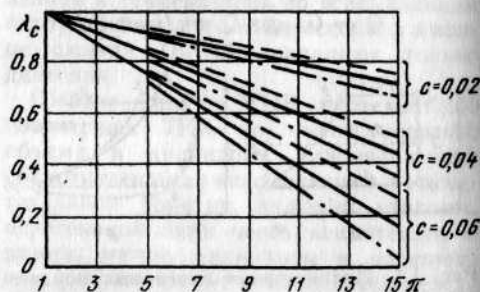


Рис. 1.2. Объемный коэффициент $\lambda_c = f(\pi)$; пунктиром показана зависимость при $m = 1,05$; сплошной линией — при $m = 1,0$; штрихпунктиром — при $m = 0,95$