

Рис. 704. Схема установки нескольких поршневых колец в одной канавке

невых канавок, кольца образуют ряд кольцевых полостей (рис. 703, II). Рабочая жидкость (или газ), проникающая в полость первого поршневого кольца, может перейти в следующую кольцевую полость только через узкую щель в замке кольца. При прохождении через щель давление жидкости падает; этот процесс повторяется при перетекании жидкости в каждую последующую полость. В результате в последней полости давление жидкости будет гораздо меньше, чем в первой.

Обычно давление в уплотняемой полости цилиндра циклически колеблется от максимума (при рабочем ходе поршня) до нуля (при обратном ходе поршня); волна жидкости, устремляющаяся в уплотнение, имеет ограниченный запас энергии, который может быть полностью рассеян в уплотнении. При этих условиях лабиринтное уплотнение может быть вполне герметичным.

Для увеличения надежности уплотнения устанавливают последовательно несколько колец (обычно три). В уплотнениях, подверженных действию высоких давлений, устанавливают 5–10 колец, иногда и больше.

С целью уменьшения осевых габаритов уплотнения в одной поршневой канавке иногда устанавливают два кольца и более (рис. 704).

Кольца устанавливают в канавках (рис. 705) с торцовым зазором около $\Delta = (0,05 \div 0,1)h$.

Зазор s между тыльной поверхностью кольца и дном поршневой канавки должен быть в пределах $(0,2 - 0,25)b$.

Зазор в замке выбирают из условия, чтобы в рабочем состоянии (когда кольцо в цилинд-

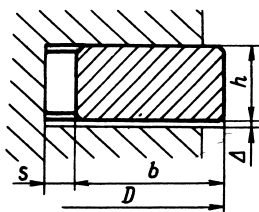


Рис. 705. Схема установки поршневого кольца в канавке

ре) в стыке оставался бы зазор для компенсации температурных деформаций. Этот просвет желательно делать минимальным для уменьшения перетекания жидкости через замок, а также с учетом того обстоятельства, что зазор в замке быстро увеличивается с износом кольца и стенок цилиндра (пропорционально $2\delta b$, где δ — радиальный износ наружной поверхности кольца и стенки цилиндра).

Практически этот просвет делают $t = (0,002 \div 0,005)D_0$, где D_0 — диаметр цилиндра.

Если уплотнение работает при повышенных температурах (например, в цилиндрах компрессоров и двигателей), то к этой величине просвета следует прибавить Δ_t — удлинение кольца при нагреве, определяемое из соотношения

$$\Delta_t = \pi D_0 [\alpha_k (t_k - t_0) - \alpha_{ц} (t_{ц} - t_0)],$$

где α_k и $\alpha_{ц}$ — коэффициенты линейного расширения соответственно материалов кольца и цилиндра; t_k и $t_{ц}$ — рабочие температуры соответственно кольца и цилиндра, °С; t_0 — исходная температура (температура сборки), °С.

Расчет поршневых колец на прочность. Диаметр кольца в свободном состоянии выбирают с таким расчетом, чтобы получить достаточный натяг при введении кольца в цилиндр. Вместе с тем в материале кольца не должны возникать высокие напряжения в рабочем состоянии, когда кольцо сжато стенками цилиндра, и при установке кольца в поршневые канавки, когда концы колец разводят для надевания на поршень. Опасное сечение находится на оси симметрии кольца против замка. В рабочем состоянии наружные волокна сечения подвергаются растяжению, внутренние — сжатию; при надевании кольца наружные волокна сжаты, внутренние — растянуты.

Максимальное напряжение в рабочем состоянии

$$\sigma_{\max} = E \frac{b}{D_0} \left(1 - \frac{D_0}{D} \right), \quad (138)$$

где D_0 — диаметр цилиндра, мм; D — наружный диаметр кольца в свободном состоянии, мм; b — ширина сечения кольца, мм; E — модуль упругости материала кольца, МПа.

Отсюда

$$\frac{D}{D_0} = \frac{1}{1 - \frac{\sigma_{\max}}{E} \frac{D_0}{b}}. \quad (139)$$

Максимальное напряжение при надевании кольца на поршень