

В. В головке возникают дополнительные напряжения от посадки втулки с натягом и от различия коэффициентов теплового расширения материалов втулки α_1 и головки α_2 . Обозначая величину натяга посадки втулки через Δ , а величину натяга от различных термических коэффициентов расширения втулки и головки через

$$\Delta_t = (\alpha_2 - \alpha_1) td,$$

находят удельное давление между головкой и втулкой

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \left(\frac{a + \mu}{E_2} + \frac{b - \mu}{E_1} \right)},$$

где d и d_1 — внешний и внутренний диаметр втулки;

E_1 и E_2 — модуль упругости материала втулки и головки;

μ — коэффициент Пуассона;

$$a = \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2}; \quad b = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2}.$$

Здесь D — внешний диаметр головки.

Соответствующие напряжения на внешней поверхности головки по формулам Ляме равны

$$\sigma'_a = p \frac{2d^2}{D^2 - d^2}; \quad (17)$$

на внутренней поверхности

$$\sigma'_t = p \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2}.$$

Запас прочности в головке определяется по формуле для асимметричного цикла

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{1}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi \sigma_m},$$

максимальное напряжение $\sigma_{\max} = \sigma_{a_p} + \sigma'_a$; минимальное напряжение $\sigma_{\min} = \sigma_{a_{сж}} + \sigma'_a$, где σ_{a_p} , σ'_a и $\sigma_{a_{сж}}$ определяются соответственно по формулам (15) и (17). Рекомендуемое значение запаса прочности $n = 3 \div 4$.

Кривошипная головка шатуна. Она должна быть достаточно жесткой, чтобы обеспечить удовлетворительную работу вкладышей. Расчет ее сводится к расчету крышки.

При расчете рассматривают крышку как одно целое с остальной частью головки. Сечение головки принимают постоянным по всей длине. В этом случае, предполагая, что вкладыши и головка