

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

*Студент – Шурский Д.С., 29 тс, 2 курс, ФТС
 Научный руководитель – Мисуно О.И., к.т.н., доцент
 УО «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск, Республика Беларусь*

Для расчета соединений круглых деталей с гарантированным натягом используется теория толстостенных цилиндров. Особенностью расчетной схемы толстостенных цилиндров является изменение окружных и радиальных напряжений по толщине стенки.

Если в окрестности произвольной точки толстостенного цилиндра, находящегося под действием внутреннего p_B и наружного p_H давления выделить бесконечно малый элемент, ограниченный двумя радиальными сечениями, двумя цилиндрическими поверхностями, то на гранях этого элемента будут действовать напряжения [1]:

$$\sigma_{t,r} = \frac{p_B \cdot r_B^2 - p_H \cdot r_H^2}{r_H^2 - r_B^2} \pm \frac{(p_B - p_H) \cdot r_B^2 \cdot r_H^2}{r_H^2 - r_B^2} \cdot \frac{1}{r^2}; \quad (1)$$

где r – текущий радиус, расстояние от рассматриваемой точки до оси цилиндра;

r_H, r_B – соответственно, наружный и внутренний радиус цилиндра;

σ_t – окружное напряжение (в формуле 1 соответствует знак «+»);

σ_r – радиальное напряжение (в формуле 1 соответствует знак «-»).

В посадках с гарантированным натягом необходимо создать давление между валом и втулкой или между двумя цилиндрами при их сборке. Это достигается за счет того, что внутренний диаметр втулки делают меньше наружного диаметра вала. Разность диаметров посадочных поверхностей наружной и внутренней детали называется натягом (рисунок 1).

$$\Delta = d_{H1} - d_{B2} \quad \text{или} \quad \Delta/2 = r_{H1} - r_{B2}.$$

Сборку соединения обычно производят путем нагревания на-

ружной детали или охлаждения в жидком азоте внутренней детали. После выравнивания температур на посадочных поверхностях деталей возникает давление p_k , называемое контактным. Если длина соединяемых цилиндров одинакова, то контактное давление равномерно распределяется по посадочной поверхности (рисунок 1).

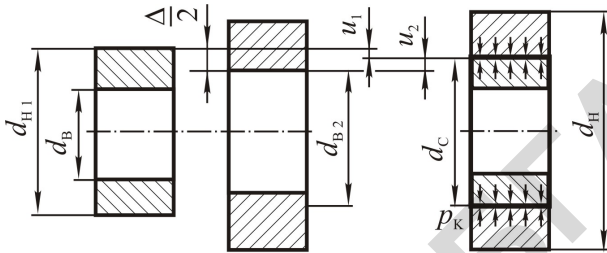


Рисунок 1 – Расчетная схема соединения с натягом

При посадке наружный радиус $r_{H1} = d_{H1}/2$ внутреннего цилиндра уменьшится и точки цилиндра на контактной поверхности получат отрицательное перемещение u_1 , а внутренний радиус $r_{B2} = d_{B2}/2$ наружного цилиндра увеличится и точки цилиндра на контактной поверхности получат положительное перемещение u_2 [1]. Тогда уравнение совместности перемещений представится в виде

$$u_2 + (-u_1) = \Delta/2. \quad (2)$$

Если сопрягаемые цилиндры изготовлены из одинакового материала, то модули упругости материала $E_1 = E_2 = E$ и коэффициенты Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = \mu$, то из решения уравнения (2) с учетом (1) представляется выражение величины контактного давления при посадке с натягом сплошного вала ($r_b = 0$) и цилиндра

$$p_k = \frac{\Delta E (r_H^2 - r_c^2)}{4 r_c \cdot r_H^2}, \quad (3)$$

где $r_c = d_c/2$ – номинальный радиус соединения.

При этом натяг Δ не может превышать допускаемый натяг $[\Delta]$, обусловленный прочностью деталей соединения. Для анализа плоского напряженного состояния построим, используя формулы (1) и (3), эпюры распределения окружных σ_t и радиальных σ_r напряжений в сечениях вала и втулки при их сопряжении (рисунок 3).

Из эпюр видно, что опасными точками в соединении с натягом являются точки расположенные на внутренней поверхности втулки. Оценку прочности втулки (ступицы) производим с применением четвертой классической теории прочности

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \leq [\sigma], \quad (4)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение;

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения.

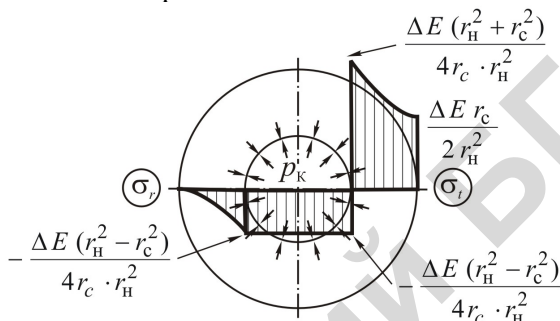


Рисунок 2 – Эпюры распределения окружных σ_t и радиальных σ_r напряжений в сечениях вала и втулки при их сопряжении

Главные напряжения в опасной точке на внутренней поверхности втулки равны

$$\sigma_1 = \frac{\Delta E (r_n^2 + r_c^2)}{4 r_c \cdot r_n^2}; \quad \sigma_2 = 0; \quad \sigma_3 = - \frac{\Delta E (r_n^2 - r_c^2)}{4 r_c \cdot r_n^2}.$$

Подставив эти выражения в условие прочности (4), положив $\sigma_{\text{экв}} = [\sigma]$, $\Delta = [\Delta]$, введя обозначение $r_n / r_c = d_n / d_c = K$ и упростив получим допускаемый натяг в соединении вала и втулки

$$[\Delta] = \frac{2 d_c [\sigma]}{E} \cdot \frac{K^2}{\sqrt{3K^4 + 1}}. \quad (5)$$

Исследуем выражение (5) и построим графическую зависимость (рисунок 3) допускаемого натяга в соединении вала и втулки от отношения наружного диаметра втулки к диаметру соединения принимая материал деталей сталь 45, для которой $[\sigma]=200$ МПа, $E=200000$ МПа.

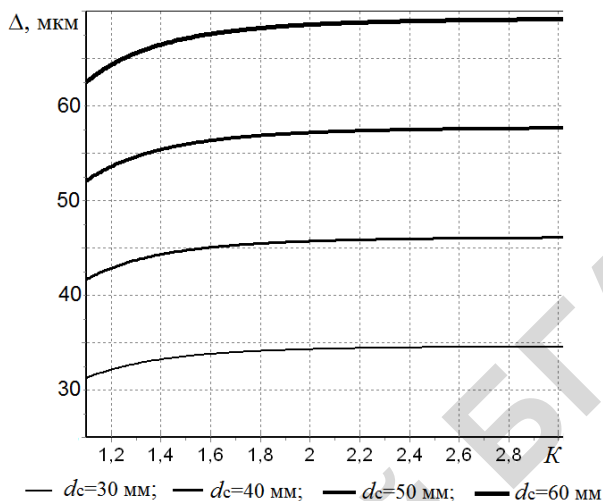


Рисунок 3 – Зависимость натяга в соединении вала и втулки от отношения K при различных диаметрах соединения

Из рисунка 3 видно, что допускаемый натяг в соединении вала и втулки в основном от диаметра соединения и практически не зависит от наружного диаметра втулки. При $K = d_n / d_c > 1,7$ увеличение наружного диаметра втулки не позволяет увеличить допускаемый натяг в соединении и тем самым повысить передаваемую нагрузку.

Таким образом, при проектировании зубчатых колес, звездочек, шкивов наружный диаметр ступицы не следует принимать большим диаметра вала в 1,6 – 1,7 раз.

Список использованных источников

1. Подскребко, М.Д. Сопротивление материалов: учебник / М.Д. Подскребко. – Минск : Выш. шк., 2007. – 797 с.: ил.