

комбинированными рабочими органами в агрегате с тракторами «БЕЛАРУС»

Марка трактора	Наибольшая производительность агрегата		Наибольший общий КПД трактора		Рекомендация	
	Скорость движения v , м/с	Ширина захвата плуга B , м	Скорость движения v , м/с	Ширина захвата плуга B , м	Передача КПП трактора	Ширина захвата плуга B , м
<i>БЕЛАРУС 1021</i>	2,02	1,61	2,04	1,59	2п 2д	1,6
<i>БЕЛАРУС 1221</i>	2,02	1,95	2,05	1,92	2п 2д	2,0
<i>БЕЛАРУС 1523</i>	2,17	2,13	2,30	2,01	3п 2д	2,0
<i>БЕЛАРУС 2022</i>	2,38	2,75	2,64	2,46	1п 3д	2,4

Таким образом, можно определить эксплуатационные показатели пахотного агрегата, состоящего из трактора «БЕЛАРУС» и плуга с комбинированными рабочими органами. Анализ результатов расчета (рисунки 2, таблица 2) показывает, что у исследуемого пахотного агрегата наибольшая производительность и наибольший общий КПД будут достигаться практически при одной и той же скорости движения, т.е. обеспечиваются повышенные эксплуатационные показатели.

1. Агрономические предпосылки создания роторного плуга / Хатяновский В.В., Легенький С.А., Мисун О.И., Оскирко А.И. «Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК». - Мн., 2007. С. 136-141.

2. Мисун О.И. Влияние скорости движения и ширины захвата плуга на энергетические и качественные показатели агрегата на основе МЭС // Совершенствование почвообрабатывающих машин и агрегатов. Сб. научн. трудов, Горки, 1990.

3. Повышение эффективности работы тракторов «Беларус» на вспашке / Мисун О.И., Легенький С.А., Оскирко А.И. «Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК». — Мн., 2007. С. 142-148.

УДК 539.3/.6(07)

РАСЧЕТ НАТЯГА В СОЕДИНЕНИИ ВАЛА И ВТУЛКИ

А.А. ЖЕВЛОЧЕНКО

Научный руководитель - доцент, к.т.н. О.И. МИСУНО

Расчет соединений круглых деталей с гарантированным натягом основывается на теории толстостенных труб (цилиндров). Особенностью расчетной схемы толстостенных цилиндров является необходи-

мость учета изменения окружных и радиальных напряжений по толщине стенки.

Представим закрытый толстостенный цилиндр, находящийся под действием внутреннего p_B и наружного p_H давления (рисунок 1). Пусть r_B — внутренний радиус и r_H — наружный радиус цилиндра. Длину цилиндра l будем считать произвольной, а материал — однородным и упругим.

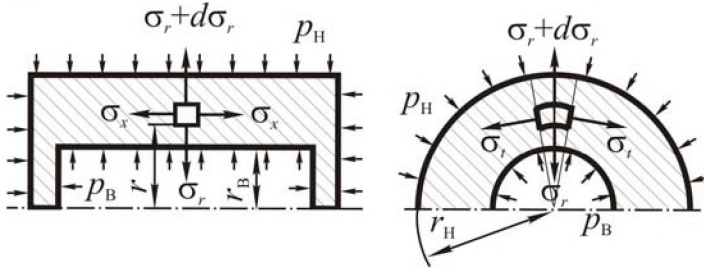


Рисунок 1 - Схема нагружения цилиндра

В окрестности произвольной точки выделим бесконечно малый элемент, ограниченный двумя радиальными сечениями, двумя цилиндрическими поверхностями. На гранях этого элемента действуют напряжения [1]:

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

$$\sigma_x = \frac{p_B \cdot r_B^2 - p_H \cdot r_H^2}{r_H^2 - r_B^2}; \quad (2)$$

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

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

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

σ_x - осевое напряжение, для открытого цилиндра $\sigma_x=0$.

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 диамет-

ров посадочных поверхностей наружной и внутренней детали называется натягом (рисунок 2).

$$\Delta = d_{н1} - d_{в2} \text{ или } \frac{\Delta}{2} = r_{н1} - r_{в2}.$$

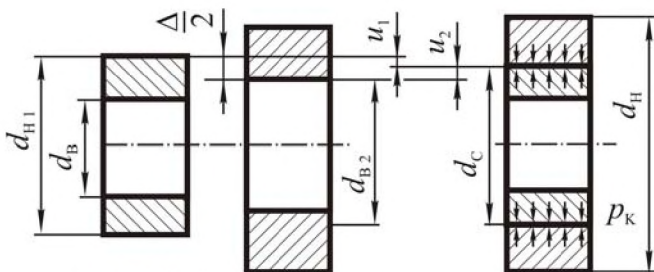


Рисунок 2 - Расчетная схема соединения с натягом

Сборку соединения обычно производят путем нагревания наружной (охватывающей) детали или охлаждения в жидком азоте внутренней (охватываемой) детали, иногда просто запрессовывают одну деталь в другую с применением смазки. После выравнивания температур на посадочных поверхностях деталей возникает давление p_k , называемое контактным (рисунок 2). Если длина соединяемых цилиндров одинакова, то контактное давление равномерно распределяется по посадочной поверхности.

Задача по вычислению величины контактного давления и возникающего напряжения при посадке с натягом одного цилиндра на другой является статически неопределимой. При посадке наружный радиус $r_{н1}$ внутреннего цилиндра уменьшится и точки цилиндра на контактной поверхности получат отрицательное перемещение u_1 , а внутренний радиус $r_{в2}$ наружного цилиндра увеличится, и точки цилиндра на контактной поверхности получат положительное перемещение u_2 [1].

$$u_1 = -\frac{p_k \cdot r_c^2}{E_1(r_c^2 - r_B^2)} \cdot \left[(1 - \mu_1) r_c + (1 + \mu_1) \cdot \frac{r_B^2}{r_c} \right]; \quad (3)$$

$$u_2 = \frac{p_k \cdot r_c^2}{E_2(r_H^2 - r_c^2)} \cdot \left[(1 - \mu_2) r_c + (1 + \mu_2) \cdot \frac{r_H^2}{r_c} \right]; \quad (4)$$

где $r_c = d_c/2$ - номинальный радиус соединения;

$r_B = d_B/2$ - внутренний радиус внутреннего цилиндра;

$r_H = d_H/2$ - наружный радиус наружного цилиндра;

μ_1, μ_2, E_1, E_2 - коэффициенты Пуассона, модули упругости материала, соответственно внутреннего и наружного цилиндров.

Тогда уравнение совместности перемещений представится в виде

$$u_2 + (-u_1) = \frac{\Delta}{2}. \quad (5)$$

Из решения уравнения (5) с учетом (3) и (4) представляется выражение величины контактного давления при посадке с натягом одного цилиндра на другой

$$p_k = \frac{\Delta}{2r_c \left[\frac{1}{E_1} \cdot \left(\frac{r_c^2 + r_B^2}{r_c^2 - r_B^2} - \mu_1 \right) + \frac{1}{E_2} \cdot \left(\frac{r_H^2 + r_c^2}{r_H^2 - r_c^2} + \mu_2 \right) \right]}. \quad (6)$$

Если сопрягаемые цилиндры изготовлены из одинакового материала, то $E_1=E_2=E$ и $\mu_1=\mu_2=\mu$. Тогда формула (6) после преобразований примет вид

$$p_k = \frac{\Delta E (r_c^2 - r_B^2) \cdot (r_H^2 - r_c^2)}{4r_c^3 (r_H^2 - r_B^2)}. \quad (7)$$

В частном случае для сопряжения сплошного вала ($r_B=0$) и цилиндра получим величины контактного давления при посадке с натягом втулки на вал

$$p_k = \frac{\Delta E (r_H^2 - r_c^2)}{4r_c \cdot r_H^2}. \quad (8)$$

Соединение с гарантированным натягом сплошного вала и втулки может использоваться для передачи скручивающего момента M (рисунок 3), величина которого определяется по формуле

$$M = 2\pi r_c l f p_k r_c, \quad (9)$$

где l - длина соединения;
 f - коэффициент трения.

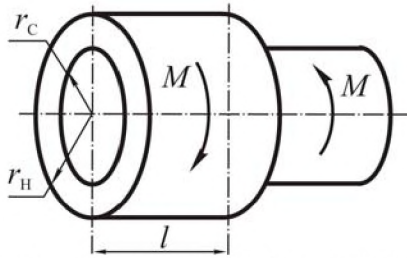


Рисунок 3 - Схема соединения, передающего скручивающий момент

Решая совместно уравнения (8) и (9) можно определить величину натяга в соединении вала и втулки необходимого для передачи требуемого скручивающего момента M

$$\Delta = \frac{2M \cdot r_n^2}{\pi l f E r_c (r_n^2 - r_c^2)} = \frac{2M}{\pi l f E r_c (1 - c^2)}, \quad (10)$$

где $c = \frac{r_c}{r_n} = \frac{d_c}{d_n}$.

При этом натяг Δ не может превышать допускаемый натяг $[\Delta]$, обусловленный прочностью деталей соединения. Вал и втулка при соединении с натягом испытывают плоское напряженное состояние. Для его анализа построим, используя формулы (1) и (8), эпюры распределения окружных σ_t и радиальных σ_r напряжений в сечениях вала и втулки при их сопряжении (рисунок 4). Из эпюр видно, что опасными точками в соединении с натягом являются точки расположенные на внутренней поверхности втулки. Оценку прочности втулки (ступицы), которая в большинстве случаев изготавливается из пластичного материала, производим с применением третьей классической теории прочности

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma], \quad (11)$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение;

σ_1 и σ_3 - соответственно, наибольшее и наименьшее главные напряжения.

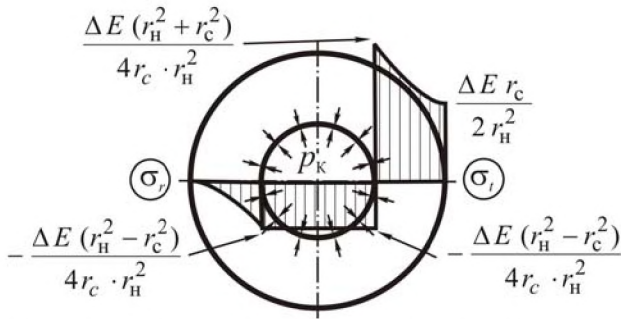


Рисунок 4 - Эпюры распределения окружных σ_t и радиальных σ_r напряжений в сечениях вала и втулки при их сопряжении

Главные напряжения σ_1 и σ_3 в точке на внутренней поверхности втулки равны

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

Подставив эти выражения в условие прочности (11) получим допускаемый натяг в соединении вала и втулки.

$$[\Delta] = \frac{2 \cdot r_c}{E} \cdot [\sigma] = \frac{d_c}{E} \cdot [\sigma]$$

Таким образом, величина требуемого натяга в соединении вала и втулки необходимого для передачи заданного скручивающего момента M должна удовлетворять условию

$$\Delta = \frac{4M}{\pi l f E d_c (1 - c^2)} \leq \frac{d_c}{E} \cdot [\sigma].$$

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