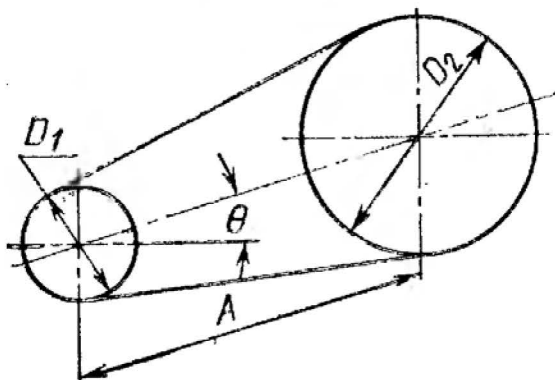


ТИПАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ № 2

ЗАДАЧА № 1

Определить расчетный ресурс ведущей ветви ремня компрессора H сечением $b \times \delta$ (где b – ширина ремня, δ – толщина ремня), если передаваемая мощность компрессора N , скорость ремня v , диаметр малого шкива D_1 , диаметр большого шкива D_2 . Ремень компрессора прорезиненный, его модуль продольной упругости $E = 80 \text{ Н/мм}^2$, плотность $\rho = 1,1 \text{ кг/дм}^3$, а предел выносливости при изгибе σ_0 . Расстояние между центрами шкивов компрессора A . Вычислить максимальное напряжение в опасном сечении ведущей ветви ремня σ_{\max} , если предел упругости в свободном сечении σ_y , а коэффициент скольжения ремня ε .



Формулы для решения:

Расчетный ресурс ведущей ветви ремня:

$$H = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \right)^6 \frac{10^7}{3600zu} C_i, \text{ ч. (1)}$$

Из (1) σ_{\max} – максимальное напряжение в опасном сечении ведущей ветви ремня в месте его набегания на малый шкив, Н/мм²:

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_{\text{и}} + \sigma_v. (2)$$

Из (2) σ_p – напряжение ведущей ветви ремня, Н/мм²:

$$\sigma_p = \frac{s}{b\delta}. (3)$$

Из (3) s – натяжение ведущей ветви ремня, Н:

$$s = \sigma_0 b\delta + \frac{p}{2}. (4)$$

Из (4) p – окружное усилие ремня, Н:

$$p = \frac{N}{v}. (5)$$

Из (2) $\sigma_{\text{и}}$ – наибольшее напряжение от изгиба ремня на малом шкиве, Н/мм²:

$$\sigma_{\text{и}} = E \frac{\delta}{D_1}. (6)$$

Из (2) σ_v – напряжение от центробежных сил, Н/мм²:

$$\sigma_v = \rho v^2. (7)$$

Из (1) z – число шкивов, ед.

Из (1) u – число пробегов ремня в секунду, с⁻¹:

$$u = \frac{v}{L}. (8)$$

Из (8) L – длина ремня, м:

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}. \quad (9)$$

Из (1) C_i – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа i ременной передачи:

$$C_i = 1,5\sqrt[3]{i} - 0,5. \quad (10)$$

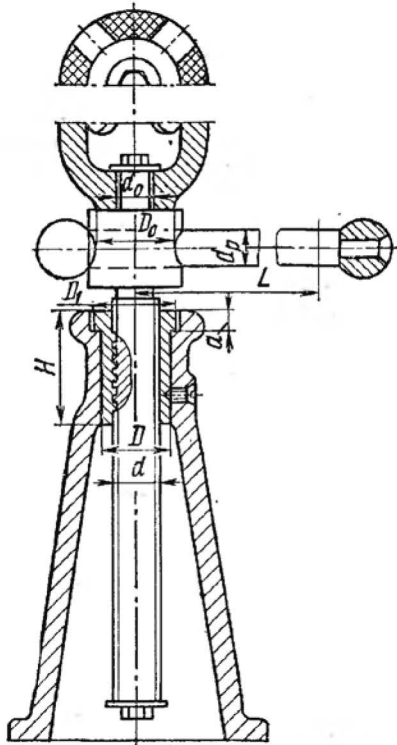
Из (10) i – передаточное число ременной передачи:

$$i = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}. \quad (11)$$

Ответ: Работоспособность ремня оценивается ресурсом (долговечностью), который должен составлять не менее 2000 ч. Следовательно, ремень долговечен (недолговечен).

ЗАДАЧА № 2

Определить коэффициент запаса прочности n и вероятность безотказной работы P винтового домкрата, если винт стальной с пределом текучести $\sigma_T = 250 \text{ Н/мм}^2$, резьба однозаходная квадратная с углом трения в резьбе ρ и углом подъема винтовой линии λ , наружный диаметр винта d , шаг резьбы винта s , коэффициент трения на опорной поверхности головки винта f_T , диаметр гайки под рукоятку D_0 , диаметр головки винта d_0 , грузоподъемность домкрата Q .



Формулы для решения:

Коэффициент запаса прочности винтового домкрата:

$$n = \frac{\sigma_r}{\sigma_o} \cdot (1)$$

Из (1) σ_o – общее напряжение сечения винта, Н/мм²:

$$\sigma_o = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau_k^2} \cdot (2)$$

Из (2) σ_n – нормальное напряжение для опасного сечения винта, Н/мм²:

$$\sigma_n = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \cdot (3)$$

Из (3) d_1 – диаметр впадин резьбы винта, мм:

$$d_1 = d - s \cdot (4)$$

Из (2) τ_k – касательное напряжение винта, Н/мм²:

$$\tau_k = \frac{16M_p}{\pi d_1^3} \cdot (5)$$

Из (5) M_p – момент в резьбе винта, Н·мм:

$$M_p = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho) \cdot (6)$$

Из (6) d_2 – средний диаметр резьбы винта, мм:

$$d_2 = \frac{d + d_1}{2} \cdot (7)$$

Проверяем условие на безопасное поперечное сечение в нарезанной части винта выше гайки. Условие выполняется, когда

$$M_p < M_T \cdot (8)$$

Из (8) M_T – момент сил торцевого трения винта, Н·мм:

$$M_{\tau} = Q \frac{f_{\tau}}{3} \frac{(D_0^3 - d_0^3)}{(D_0^2 - d_0^2)}. \quad (9)$$

Вероятность безотказной работы винтового домкрата выбирается из таблицы Стьюдента для нормального распределения через табличную величину квантиль:

$$u_P = - \frac{n-1}{\sqrt{n^2 V_f^2 + V_Q^2}}. \quad (10)$$

Из (10) V_f – коэффициент вариации при трении винта, равен 0,27.

Из (10) V_Q – коэффициент вариации при нагрузке на винт, равен 0,27.

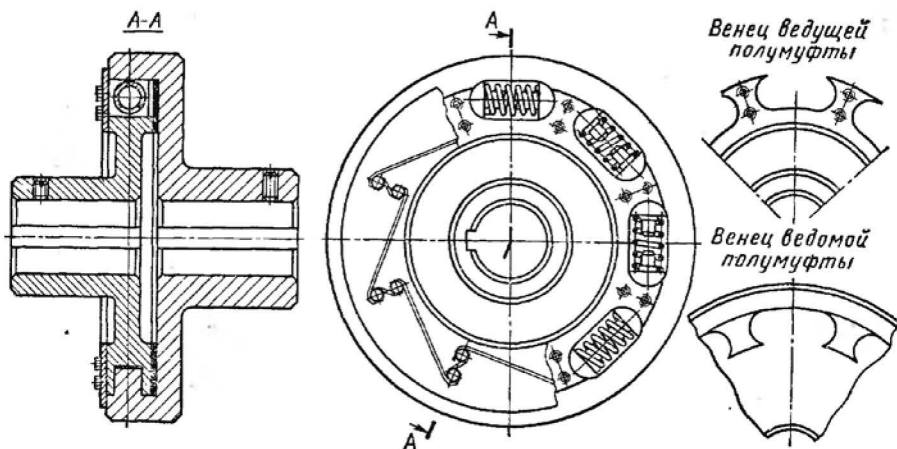
Ответ: Вероятность безотказной работы домкрата обеспечивает (не обеспечивает) высокие (невысокие) его надежность и работоспособность.

Распределение Стьюдента

Нормальное распределение			
Квантиль u_P	Вероятность безотказной работы P	Квантиль u_P	Вероятность безотказной работы P
0,000	0,5000	– 1,751	0,9600
– 0,100	0,5398	– 1,800	0,9641
– 0,126	0,5500	– 1,881	0,9700
– 0,200	0,5793	– 2,000	0,9772
– 0,253	0,6000	– 2,054	0,9800
– 0,300	0,6179	– 2,100	0,9821
– 0,385	0,6500	– 2,170	0,9850
– 0,400	0,6554	– 2,200	0,9861
– 0,500	0,6915	– 2,300	0,9893
– 0,524	0,7000	– 2,326	0,9900
– 0,600	0,7257	– 2,400	0,9918
– 0,674	0,7500	– 2,409	0,9920
– 0,700	0,7580	– 2,500	0,9938
– 0,800	0,7881	– 2,576	0,9950
– 0,842	0,8000	– 2,600	0,9953
– 0,900	0,8159	– 2,652	0,9960
– 1,000	0,8413	– 2,700	0,9965
– 1,036	0,8500	– 2,748	0,9970
– 1,100	0,8643	– 2,800	0,9974
– 1,200	0,8849	– 2,878	0,9980
– 1,282	0,9000	– 2,900	0,9981
– 1,300	0,9032	– 3,000	0,9986
– 1,400	0,9192	– 3,090	0,9990
– 1,500	0,9332	– 3,291	0,9995
– 1,600	0,9452	– 3,500	0,9998
– 1,645	0,9500	– 3,719	0,9999
– 1,700	0,9554		

ЗАДАЧА № 3

Рассчитать параметры пружины упругой муфты станда для испытания коробок передач, если расчетный момент муфты M_p , число пружин муфты z , диаметр окружности, на которой расположены центры пружин муфты, D_o , условный диаметр пружины муфты D , условный диаметр проволоки пружины d , напряжение витка проволоки пружины при кручении σ_v , число витков пружины n , усилие включения муфты G , модуль упругости пружины $G_M = 81000$ МПа.



Формулы для решения:

Усилие на одну пружину муфты, Н:

$$p = \frac{2M_p}{zD_o} \cdot (1)$$

Индекс пружины муфты:

$$c = \frac{D}{d} \cdot (2)$$

Коэффициент влияния кривизны витков пружины муфты:

$$k = \frac{4c + 1}{4c - 1} \cdot (3)$$

Диаметр пружинной проволоки муфты, мм:

$$d_{\pi} = \sqrt{\frac{8pck}{\pi[\tau_k]}} \cdot (4)$$

Из (4) $[\tau_k]$ – допускаемое касательное напряжение проволоки пружины муфты, Н/мм²:

$$[\tau_k] = 0,4\sigma_b \cdot (5)$$

Средний диаметр пружины муфты, мм:

$$D_c = cd_{\pi} \cdot (6)$$

Наружный диаметр пружины муфты, мм:

$$D_n = D_c + d_{\pi} \cdot (7)$$

Внутренний диаметр пружины муфты, мм:

$$D_b = D_c - d_{\pi} \cdot (8)$$

Осадка пружины при полной нагрузке муфты, мм:

$$\lambda = \frac{8pD_c^3n}{Gd_{\pi}^4} \cdot (9)$$

Максимальный угол поворота одной полумуфты относительно другой, рад:

$$\varphi = \frac{\lambda}{0,5D_o} \cdot (10)$$

Из (10) угол поворота переводим в градусы.

Перемещение одного витка пружины муфты, мм:

$$f = \frac{8pD_n^3}{G_md_{\pi}^4} \cdot (11)$$

Шаг витка пружины муфты, мм:

$$t = f + d_{\pi} \cdot (12)$$

Длина пружины муфты в свободном состоянии, мм:

$$H = tn + d_{\text{п}}. \quad (13)$$

Длина проволоки пружины муфты, мм:

$$L = 2\pi r_{\text{с}} n. \quad (14)$$

Из (14) $r_{\text{с}}$ – средний радиус пружины муфты, мм.

Ответ: рассчитаны параметры пружины упругой муфты для дальнейшего ее производства.