



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

**ИНСТИТУТ ТЕХНОЛОГИЙ (ФИЛИАЛ) ФЕДЕРАЛЬНОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»**

В Г. ВОЛГОДОНСКЕ РОСТОВСКОЙ ОБЛАСТИ

(Институт технологий (филиал) ДГТУ в г. Волгодонске)



Методические указания по самостоятельной работе
по дисциплине
«Детали машин и основы конструирования»
для обучающихся по направлению подготовки
15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств
профиль Технология машиностроения

2020 года набора

Волгодонск
2021

Лист согласования

Методические указания по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» составлены в соответствии с требованиями Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования по направлению подготовки (специальности)

15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

Рассмотрены и одобрены на заседании кафедры «ТСиИТ» протокол № 10 от «26» апреля 2021 г.

Пособие предназначено для студентов всех форм обучения и включает в себя простейшие инженерные задачи, часто встречающиеся в рядовой практической работе. Необходимый справочный материал для решения задач даётся в их условиях. Для облегчения решения задач приведены готовые формулы и порядок их решения.

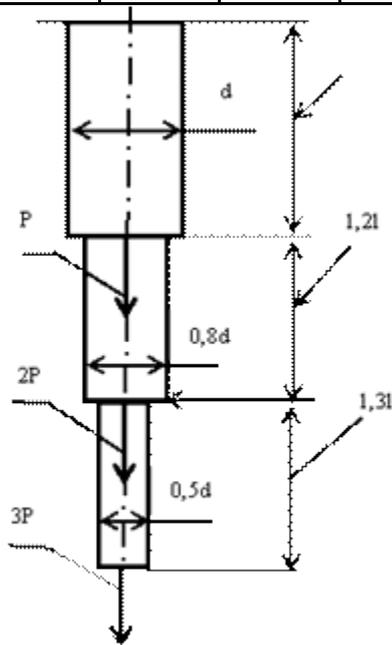
Задача 1

Определить полное удлинение жёстко заделанного круглого стержня от воздействия сил P и напряжение растяжения в сечении стержня диаметром $0,8d$. Принять следующие исходные данные: $l=1$ м, $d=0,02$ м.

Модуль упругости материала стержня $E = 2 \cdot 10^5$ Мпа. Варианты значений силы P приведены в таблице.

Задачу решить по одному из вариантов.

$P, \text{кН}$	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6	3
----------------	---	-----	-----	-----	-----	---	-----	-----	-----	---



Порядок решения:

Полное удлинение стержня по закону Гука

$$\Delta l = \left(\frac{6Pl}{\pi d^4} + \frac{5Pl \cdot 1,2 \cdot 4}{\pi d^2 \cdot 0,64} + \frac{3Pl \cdot 1,3 \cdot 4}{0,25\pi d^2} \right) \cdot \frac{1}{E}$$

Напряжение в сечении стержня диаметром $0,8d$

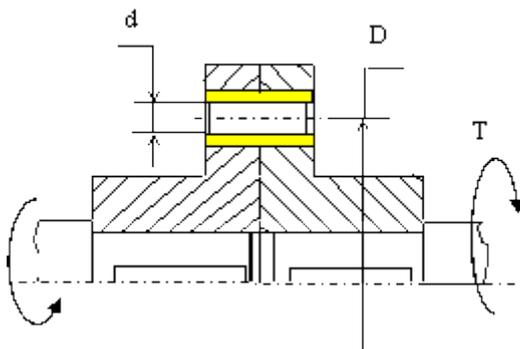
$$\sigma = \frac{5P \cdot 4}{0,64 \pi l^2} = 9,95 \frac{P}{d^2}$$

Задача 2

Определить необходимые диаметр и длину срезного пальца в, показанной на рис., муфте предельного момента исходя из следующих условий: диаметр $D=200\text{мм.}$, количество пальцев $n=4$, допустимое напряжение среза материала пальца $[\tau]_{\text{ср}}=100\text{ Мпа.}$, напряжение смятия $[\sigma]_{\text{см}}=200\text{ Мпа.}$

Величина крутящего момента T приведена в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

$T, \text{ Нм}$	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3500	4000	4500
-----------------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------



Порядок решения:

Напряжение среза по сечению пальца $\tau = \frac{8T}{D d^2 n}$, отсюда $d \geq \sqrt{\frac{8T}{\pi D n [\tau_{\text{ср}}]}}$.

Напряжение смятия на поверхности пальца $\sigma = \frac{2T}{D d L \pi}$, где L - длина пальца.

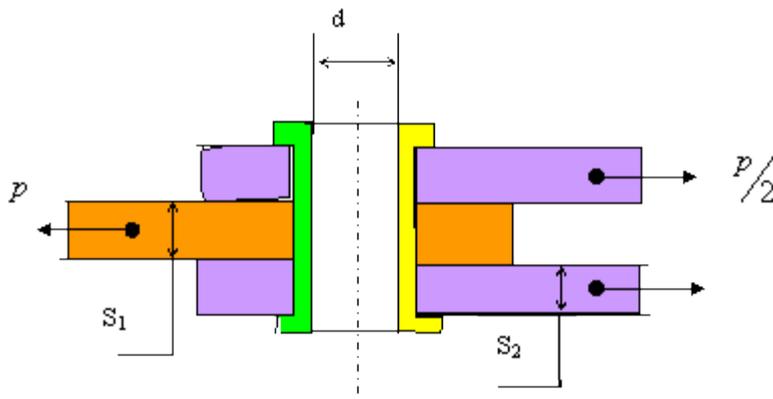
$$L = \frac{2T}{[\sigma_{\text{см}}] d D n}$$

Задача 3

Определить внутренний диаметр заклёпки из условия её прочности на срез и проверить заклёпку на смятие.

Исходные данные: $S_1=S_2=8$ мм., диаметр заклёпки 15 мм., $[\sigma]_{сж} = 120$ Мпа, $[\tau]_{ср} = 70$ Мпа. Значение силы P приведено в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

P,кН	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
------	------	----	------	----	------	----	------	----	------	----



Порядок решения:

Напряжение среза в заклёвке $\tau = \frac{2P}{\pi(d^2 - d_0^2)}$ (имеем две площадки среза),

отсюда $d_0 \geq \sqrt{d^2 - \frac{2P}{\pi[\tau_{ср}]}}$. Напряжение смятия в

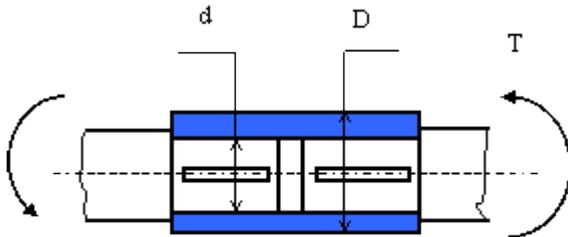
заклёпке $\sigma_{сж} = \frac{P}{d\delta_1} \leq [\sigma_{сж}]$.

Задача 4

Определить наименьший наружный диаметр глухой муфты при следующих исходных данных: внутренний диаметр $d=100$ мм., допустимое напряжение на кручение материала муфты и шпонки $[\tau]=50$ Мпа, внешний крутящий момент T , запас прочности по крутящему моменту $K_3=1,2$.

Определить требуемую длину шпонки, если её ширина $b=28$ мм, высота $h=16$ мм, допускаемое напряжение смятия $[\sigma]=200$ Мпа. Ослаблением сечения муфты из-за шпоночного паза пренебречь. Величина крутящего момента приведена в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

$T, \text{ Нм}$	3000	3100	3200	3300	3400	3500	3600	3700	3800	3900
-----------------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------



Порядок решения:

Напряжение кручения в сечении муфты от действия крутящего момента

$$[\tau] = \frac{T}{W_p},$$

где $W_p = \frac{\pi(D^3 - d^3)}{16}$ - полярный момент сопротивления сечения без

учёта шпоночного паза. Решая, получим:
$$D \geq K_3 \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]} + d^3}.$$

Длина шпонки из условия смятия
$$L = \frac{4T}{h[\sigma_{см}]},$$

Длина шпонки из условия среза
$$L = \frac{2T}{b[\tau_{ср}]}.$$

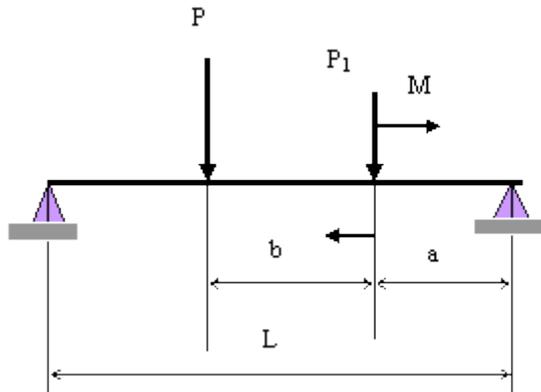
Сечение стандартной шпонки $b \times h = 28 \times 16$ мм.

Задача 5

Круглый брус длиной $L=1300$ мм. Нагружен силой $P=1000$ Н и силой $P_1=1500$ Н. Расстояние $a=300$ мм, расстояние $b=500$ мм. Допускаемое напряжение изгиба материала бруса $[\sigma]_{изг} = 240$ Мпа. Определить

диаметр стержня в месте приложения силы P_1 и момента M . Варианты величины момента M приведены в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

$M, \text{Нм}$	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1700	2000
----------------	-----	-----	------	------	------	------	------	------	------	------



Порядок решения:

Напряжение изгиба бруса в сечении, где приложены сила P_1 и момент M .

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W}, \quad W = \frac{\pi d^3}{32};$$

$$M_{из} = -R_b a + M$$

$$M_{из} = R_a(L - b - a) - P_1 b + M$$

Определяем большее из этих значений $R_a = \frac{1}{L}[P_1(b+a) + P_2 a - M]$; $R_b[P_1(L - b - a) + P_2(L - a) + M]$.

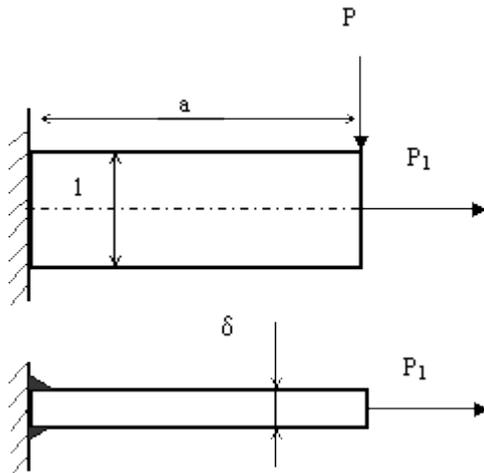
Диаметр бруса $d = \sqrt[3]{\frac{32 M_{из}}{\pi [\sigma_{из}]}}$.

Задача 6

Кронштейн приварен к стенке двумя угловыми швами. На кронштейн действуют силы P и P_1 . Определить необходимую величину катета сварного шва. Допускаемое напряжение в сварном шве $[\tau] = 60 \text{ МПа}$. Определить толщину кронштейна δ из условия, что допускаемое

напряжение материала кронштейна $[\sigma]_{\text{из}} = 100$ МПа. Значения сил P и P_1 приведены в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

P , кН	1	1,2	1,5	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4
P_1 , кН	0,8	1	1	1,5	1,5	2	2,5	2,5	2	2,5



Порядок решения:

Суммарное напряжение в сварном шве $\tau = \tau_m + \tau_{P_1}$;

$$\tau_m = \frac{Pa}{W} = \frac{Pa}{2l^2 \cdot 0,7k}; \quad \tau_{P_1} = \frac{P_1}{[\tau] \cdot 2 \cdot 0,7}; \quad \text{где: } \tau_m - \text{напряжение от изгибающего}$$

момента (от силы P), τ_{P_1} - напряжение от силы P_1 , k - искомый катет шва.

Толщина кронштейна определится из условия его прочности.

Суммарное напряжение в кронштейне $\sigma = \sigma_m + \sigma_{P_1} = \frac{6Pa}{\delta^2} + \frac{P_1}{\delta} \leq [\sigma]$;

отсюда

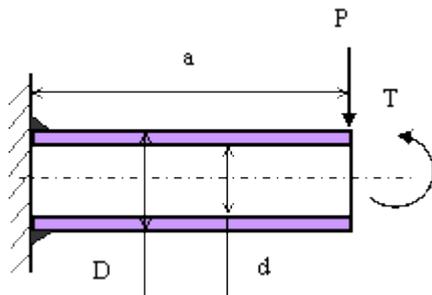
$$\delta \geq \frac{1}{[\sigma]} \left(\frac{6Pa}{l} + P_1 \right).$$

Задача 7

Труба наружным диаметром $D=150$ мм, и внутренним диаметром $d=150$ мм приварена к вертикальной стенке. Длина трубы $a = 300$ мм. Труба нагружена осевой силой $P= 10$ кН и крутящим моментом T . Определить величину катета, которым необходимо приварить трубу, из условия, что допустимое напряжение в сварном

шве $[\tau] = 60 \text{ МПа}$. Значения крутящего момента T приведены в таблице. Задачу решить по одному из вариантов таблицы.

$T, \text{ Нм}$	5000	10000	15000	20000	25000	30000	35000	40000	45000	50000
-----------------	------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------



Порядок решения:

Суммарное напряжение в сварном шве возникает от изгибающего момента, создаваемого силой P , и от крутящего момента T . Напряжения действуют во взаимно перпендикулярных плоскостях, т. е. $[\tau] = \sqrt{\tau_{\text{изг}}^2 + \tau_T^2}$.

$$\tau_{\text{изг}} = \frac{Pa}{W_y} \cong \frac{2T}{0,7k\pi D^2}$$

- здесь принято, что катет шва мал в сравнении с D и напряжения распределены равномерно по кольцевой площадке диаметром D .

$$\tau_{\text{изг}} = \frac{Pa}{W} \cong \frac{4Pa}{0,7k\pi D^2} \quad - \text{здесь принято, что } W \cong W_{\rho}$$

Решая, получим: $k \geq \frac{2}{0,7[\tau]\pi D^2} \sqrt{(T)^2 + (2Pa)^2}$

Если труба приварена стыковым швом, то $\sigma_{\text{эке}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$; $\sigma = \frac{Pa}{W}$;

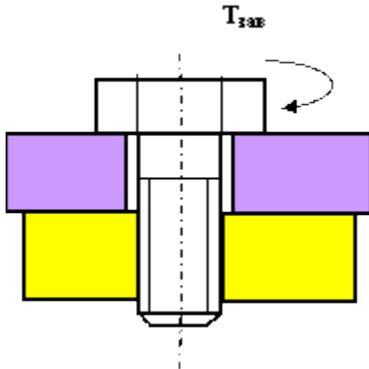
$$\tau = \frac{T}{W_y} = \frac{T}{0,1(D^3 - d^3)}$$

Задача 8

Определить силу, которую необходимо приложить к ключу длиной L при завинчивании болта по приведенному рисунку, до

получения в теле болта напряжений, равных пределу текучести (т.е. когда срежется головка болта при его завинчивании). Предел текучести материала болта по напряжениям среза – 150 МПа. Диаметр болта – 16 мм. Варианты длины ключа приведены в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

L , мм	150	200	250	300	350	400	450	500	500	600
----------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----



Порядок решения:

Напряжение среза в теле болта $\tau = \frac{T_{зав}}{W_p}$, $T_{зав} = Pl$, где P - искомая сила.

$W_p = \frac{\pi d^3}{16}$ - полярный момент сопротивления сечения болта.

Решая данные зависимости, получим $P \geq \frac{\pi d^3 [\tau]}{16l}$.

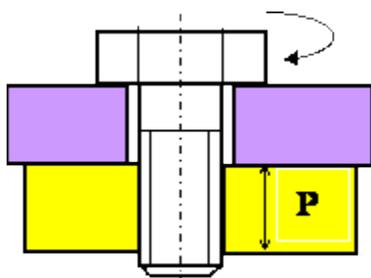
Задача 9

Определить силу, которую необходимо приложить к ключу длиной 300 мм при завинчивании болта с резьбой М16×2 по приведенному рисунку, до появления в резьбе болта напряжений смятия и напряжений среза. Трением на торце болта пренебречь.

Исходные данные: средний диаметр резьбы $d_2 = 15$ мм, предел текучести материала болта по напряжениям смятия $\sigma_{сж} = 250$ Мпа, по напряжениям среза $\tau_{ср} = 150$ Мпа, коэффициент трения болта по гайке $f = 0,15$; угол профиля резьбы – 60° , коэффициент неравномерности

распределения нагрузки по виткам резьбы $k=0,87$; коэффициент заполнения резьбы $k_m=0,65$. Высота витка резьбы $h=1$ мм. Высота гайки “Н” приведена в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

H, мм	16	18	20	22	24	26	28	30	35	40
-------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----



Порядок решения:

Напряжение среза в резьбе болта $\tau = \frac{P}{\pi d_1 H k k_m}$; напряжение смятия $\sigma_{см} = \frac{Pt}{\pi d_2 h N}$.

где P - осевая сила при затяжке болта, t - шаг резьбы.

$P = \frac{2T_{зав}}{d_2 t q(\psi + \varphi)}$; где $T_{зав} = P_{зав} l$ - закручивающий момент и $P_{зав}$ - искомая сила.

Решая, получим $P_{зав} = \frac{1}{2l} \tau_{сп} d_2 t q(\psi + \varphi) \pi d_1 k k_m H$;

$P_{зав} \geq \frac{1}{2l} \sigma_{см} \pi d_2^2 t q(\psi + \varphi) h N$;

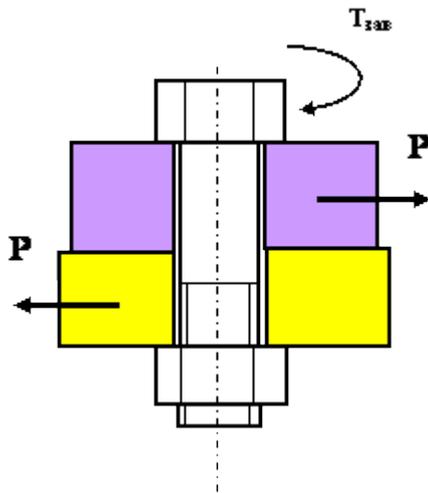
$\psi = \arctg \frac{t}{\pi d_2}$; $\varphi = \arctg f$.

Задача 10

Определить закручивающий момент, который необходимо приложить к, показанному на рисунке болтовому соединению, чтобы стягиваемые

детали не разошлись от воздействия сил P . Исходные данные: средний диаметр резьбы $d_2=15\text{мм}$, угол подъема резьбы $\psi = 2,431^0$; угол трения в резьбе $\varphi=9,65^0$; коэффициент трения в резьбе $f= 0,15$. Трением на торце гайки пренебречь. Значение силы P приведено в таблице.

P , кН	0,7	1	1,1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
----------	-----	---	-----	-----	---	-----	---	-----	---	-----



Порядок решения:

Необходимое усилие затягивания деталей $P_{зат} = \frac{P}{f}$;

Момент, прилагаемый к болтовому соединению, для получения $P_{зат}$

$T_{зав} = 0,5P_{зат}d_2tg(\psi + \varphi)$; где $\psi = \arctg \frac{t}{\pi d_2}$ - угол подъема резьбы, t - шаг резьбы.

$\varphi = \arctg f_{пр}$ - приведенный угол трения в резьбе.

Совместное решение: $T_{зав} = \frac{P}{2f} d_2 tg \left(\arctg \frac{t}{\pi d_2} + \arctg f \right)$.

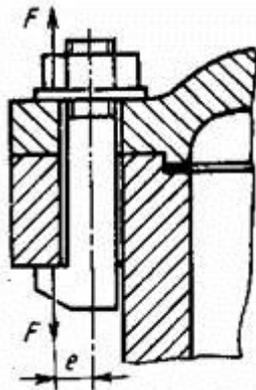
Задача 11

На рисунке показано крепление крышки резервуара болтами с эксцентрично приложенной нагрузкой (болтами с костыльной головкой). Болты затянуты силой F . Определить внутренний диаметр резьбы болта d из условия растяжения и изгиба, принимая допускаемое напряжение

растяжения $[\sigma]_p = 100$ МПа; величину e - эксцентриситета приложения нагрузки принять равной диаметру болта.

Задачу решить по одному из вариантов.

F , кН	1,5	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4
----------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----



Порядок решения:

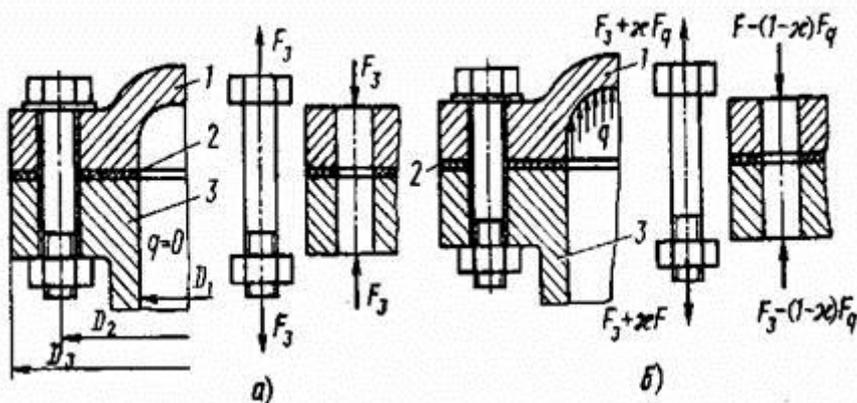
В приведенном на рисунке болте под действием силы F возникают напряжения растяжения равные $\sigma_p = \frac{4F}{\pi d^2}$ и напряжения изгиба $\sigma_u = \frac{Fe}{W}$, где $W = 0,1d^3$ - момент сопротивления стержня изгибу. Эквивалентное напряжение в теле болта вычисляется по формуле $\sigma_3 = 1,3\sigma_p + \sigma_u < [\sigma]_p$, где 1,3 – коэффициент, учитывающий напряжение кручения при затяжке болта.

Отсюда искомый
$$d = \sqrt{\frac{11,65F}{[\sigma]_p}}$$

Задача 12

Определить усилие затяжки болтов крышки резервуара из условия нераскрытия стыка, при следующих исходных параметрах: - диаметр резервуара $D_1 = 200$ мм; давление внутри резервуара постоянное $q = X$ (МПа); коэффициент запаса по затяжке $k = 1,5$; коэффициент внешней нагрузки $X = 0,5$. Задачу решить по одному из вариантов.

X, МПа	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
--------	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----



Порядок решения:

Для обеспечения нераскрытия стыка сила, сжимающая детали в стыке всегда должна быть больше нуля. В данном случае часть нагрузки от внутреннего давления, равная χF , дополнительно нагружает крепёжные болты, а остальная часть, равная $(1 - \chi)F$, идёт на разгрузку стыка. Данное условие выражается в виде $F_3 = k(1 - \chi)F$. Сила от внутреннего давления $F = q \cdot \pi D_1^2 / 4$.

Задача 13

По рисунку и условиям задачи 12 определить диаметр болтов, стягивающих крышку и корпус резервуара, принимая количество болтов $n = 8$ шт и допустимое напряжение на растяжение материала болтов равное 180 МПа. Задачу решить по одному из вариантов.

X, М	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
------	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

Порядок решения:

Для обеспечения нераскрытия стыка сила, сжимающая детали в стыке всегда должна быть больше нуля. В данном случае часть нагрузки от внутреннего давления, равная χF , дополнительно нагружает крепёжные болты, а остальная часть, равная $(1 - \chi)F$, идёт на разгрузку стыка. Данное

условие выражается в виде $F_3 = k(1 - \chi)F$. Сила от внутреннего давления $F = q \cdot \pi D_1^2 / 4$. Осевая, растягивающая сила, действующая на затянутые болты равна $F_3 + \chi F = [k(1 - \chi) + \chi]F$.

Осевое растягивающее напряжение в сечении болта $\sigma = [k(1 - \chi) + \chi]4F / n\pi d^2$.

Диаметр болта $d = 2\sqrt{[k(1 - \chi) + \chi]F / n\pi\sigma}$

Задача 14

По рисунку и условиям задачи 12 определить напряжение среза τ_c в резьбе стягивающих болтов, принимая количество болтов $n = 8$ шт., коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы $K_1 = 0,7$ и коэффициент заполнения резьбы $K = 0,87$. Внутренний диаметр резьбы болтов в зависимости от давления в резервуаре приведен в таблице. Высоту гайки принять равной 0,7 от внутреннего диаметра резьбы болтов. Задачу решить по одному из вариантов.

X , МПа	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
d , мм	13,8	15,3	17,3	17,3	19,3	19,3	20,75	20,75	21,8	24,8

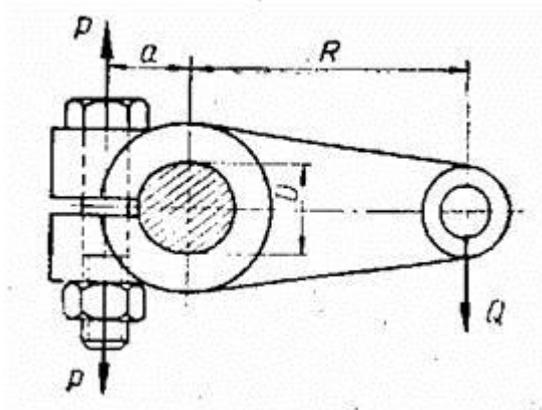
Порядок решения:

Для обеспечения нераскрытия стыка сила, сжимающая детали в стыке всегда должна быть больше нуля. В данном случае часть нагрузки от внутреннего давления, равная χF , дополнительно нагружает крепёжные болты, а остальная часть, равная $(1 - \chi)F$, идёт на разгрузку стыка. Данное условие выражается в виде $F_3 = k(1 - \chi)F$. Сила от внутреннего давления $F = q \cdot \pi D_1^2 / 4$. Осевая растягивающая сила, действующая на затянутые болты равна $F_3 + \chi F = [k(1 - \chi) + \chi]F$.

Напряжение среза в резьбе болта $\tau_c = \frac{[k(1-\chi) + \chi]F}{8\pi d \cdot 0,7d \cdot KK_1}$.

Задача 15

На рисунке показано клеммовое крепление рычага на валу диаметром $D=60$ мм. Определить диаметр внутренней резьбы двух болтов, стягивающих клеммовое соединение, принимая силу $Q = 2000$ Н, размер $R=300$ мм, размер $a=50$ мм. Коэффициент трения между валом и рычагом $f=0,12$. Увеличение усилия затягивания на деформацию рычага принять $K_p=1,5$ от требуемого усилия затягивания, дополнительную нагрузку на болты от завинчивания гаек принять $K_3=1,3$ и коэффициент запаса по трению принять $K_n=1,5$. Допускаемое напряжение в теле болтов от растяжения $[\sigma] = 160$ МПа.



Порядок решения:

Момент, создаваемый силой Q должен быть уравновешен моментом сил трения от действия силы затяжки болтов. Записав уравнение моментов с учётом условий задачи, получим необходимую силу затяжки болтов

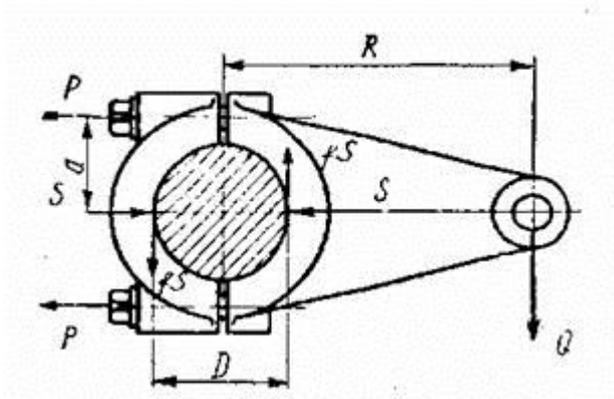
$$P = \frac{K_p K_3 K_n Q R}{f(2a + D)z}, \text{ где } z - \text{ количество болтов.}$$

Отсюда внутренний диаметр резьбы болта:

$$d = \sqrt{\frac{4K_p K_3 K_n Q R}{[\sigma] \pi f (2a + D) z^2}} = 13,5 \text{ мм}$$

Задача 16

На рисунке показано клеммовое крепление рычага на валу диаметром $D=60$ мм. Определить необходимую силу затяжки болтов, стягивающих клеммовое соединение, принимая силу $Q=2000$ Н, размер $R=500$ мм, коэффициент трения по контакту рычага и вала $f=0,12$, коэффициент запаса по трению $K_n=1,5$. Определить контактное напряжение между рычагом и валом, принимая ширину посадочной части рычага $b=60$ мм.



Порядок решения:

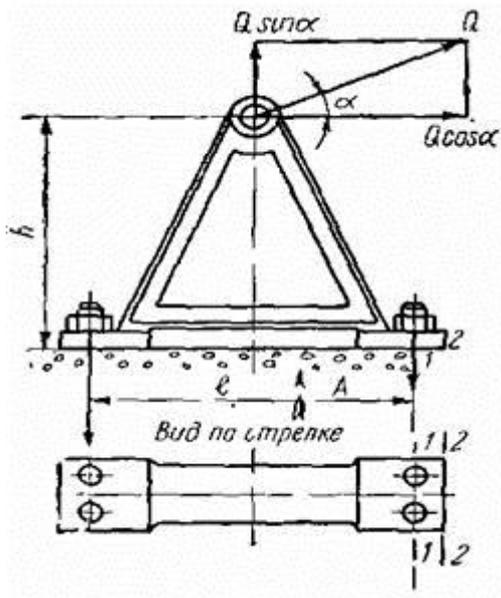
Момент, создаваемый силой Q должен быть уравновешен моментом сил трения от действия силы затяжки болтов. Записав уравнение моментов с учётом условий задачи, получим необходимую силу затяжки болтов

$$P = \frac{K_n Q R}{f D} = 280300 \text{ Н}$$

Контактное напряжение $\sigma = \frac{P}{D b} = 57,87 \text{ МПа}$

Задача 17

На рисунке показана стойка опорного вала, на которую воздействует внешняя сила $Q=4000$ Н. Определить необходимую силу затяжки P наиболее нагруженного фундаментного болта, принимая коэффициент трения между стойкой и фундаментом $f=0,2$, размер $l=500$ мм, размер $h=400$ мм, Угол приложения силы Q к горизонту $\alpha=30^\circ$, количество болтов $z=4$, коэффициент запаса по трению $K_n=1,3$.



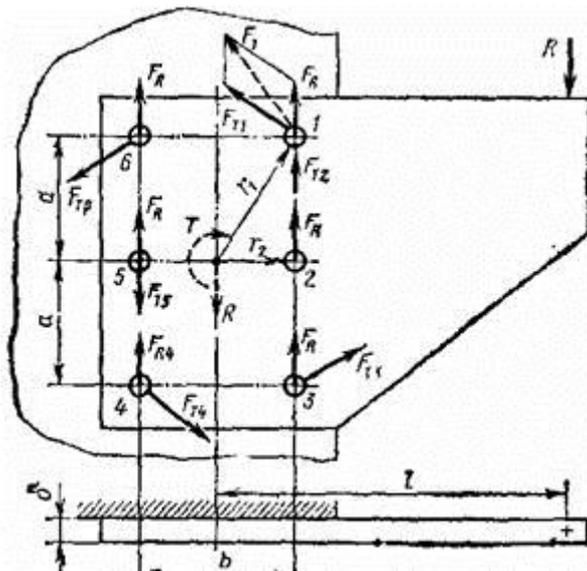
Порядок решения:

Сила затяжки наиболее нагруженного болта определяется из уравнений равновесия внешних сил и моментов и сил трения от прижатия стойки к фундаменту.

$$P = \frac{Q}{z} \left(\operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{f} + \frac{2h}{l} \right) K_n = 9330 \text{ Н}$$

Задача 18

На рисунке показан кронштейн, смонтированный на стойке с помощью болтов, поставленных с зазором. Определить внутренний диаметр резьбы наиболее нагруженного болта при следующих условиях: внешняя нагрузка $R=5000 \text{ Н}$, Размер $l=500 \text{ мм}$, размер $b=150 \text{ мм}$, размер $a=150 \text{ мм}$, коэффициент трения между подошвами кронштейна и стойки $f=0,15$, допустимое напряжение растяжения в теле болта $[\sigma] = 100 \text{ Мпа}$, коэффициент увеличения напряжения в теле болта от завинчивания гайки $K_n=1,3$. Коэффициент запаса по затяжке $K=1,5$.



Порядок решения:

Внешняя сила R должна быть уравновешена силами трения от затяжки болтов. Составляя уравнение моментов, получим для данного случая

$$Rl = 4F_{T1}r_1 + 2F_{T2}r_2.$$

$$F_{T1} / F_{T2} = r_1 / r_2.$$

$$F_{T1} = F_{T2} = \frac{Rl}{4\left(r_1 + 0,5\frac{r_2^2}{r_1}\right)} = 3391 \text{ Н}$$

Нас интересует значение силы

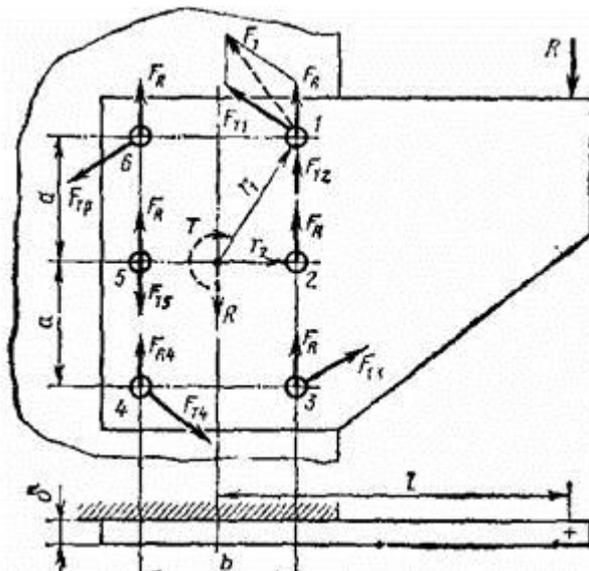
$$P = \frac{KF_{T1}}{f} = 33910 \text{ Н}$$

Необходимая сила затяжки болта

$$\text{Искомый внутренний диаметр резьбы болта } d = 1,13 \sqrt{\frac{K_n P}{[\sigma]}} = 23,73 \text{ мм}.$$

Задача 19

На рисунке показан кронштейн, смонтированный на стойке с помощью шести заклёпок. Определить диаметр наиболее нагруженной заклёпки при следующих условиях: внешняя нагрузка $R=5000 \text{ Н}$, Размер $l=500 \text{ мм}$, размер $b= 150 \text{ мм}$, размер $a= 150 \text{ мм}$, допусаемое напряжение среза заклёпки $[\tau] = 60 \text{ Мпа}$. Определить напряжение смятия на поверхности данной заклёпки, принимая толщину кронштейна $\delta = 15 \text{ мм}$.



Порядок решения:

Внешняя сила R должна быть уравновешена силами среза заклёпок.

Составляя уравнение моментов, получим для данного случая

$$Rl = 4F_{T1}r_1 + 2F_{T2}r_2.$$

$$F_{T1} / F_{T2} = r_1 / r_2.$$

$$F_{T1} = F_{T2} = \frac{Rl}{4 \left(r_1 + 0,5 \frac{r_2^2}{r_1} \right)} = 3391 \text{ Н}$$

Нас интересует значение силы

$$d = \sqrt{\frac{4P}{[\tau]\pi}} = 8,5 \text{ мм}$$

Искомый диаметр заклёпки

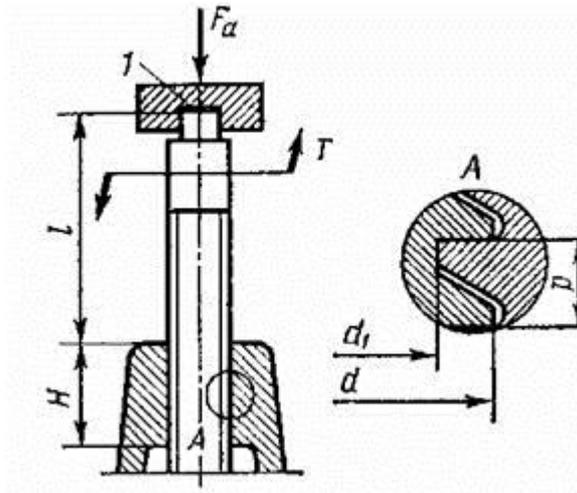
$$\text{Напряжение смятия } \sigma_{см} = \frac{P}{d\delta} = 26,6 \text{ Мпа}$$

Задача 20

На рисунке схематично показан винтовой домкрат. Определить КПД домкрата; необходимую высоту гайки H и проверить винт на устойчивость при следующих исходных данных:

Резьба упорная 82x12, $d_1=64,2$ мм, $d_2=76$ мм, $p=12$ мм, высота профиля витка $h=9$ мм, грузоподъёмность $F_a=150000$ Н, коэффициент трения в резьбе $f=0,1$, высота подъёма груза $L=1700$ мм. Допускаемое напряжение

смятия в резьбе $[\sigma] = 6$ МПа. Модуль упругости материала винта $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.



Порядок решения:

Коэффициент полезного действия винтовой пары вычисляется по формуле

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho) = 0,333, \quad \text{где} \quad \gamma = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_2} = 2^{\circ}52'$$

- угол подъема резьбы,

$$\rho = \operatorname{arctg} f = 5^{\circ}42'$$

- угол трения в резьбе.

Минимальное число витков резьбы из условия смятия $z = \frac{F_a}{\pi d_2 k [\sigma]} = 12$

Высота гайки из условия смятия в резьбе $H = zp = 144$ мм.

Проверим винт на устойчивость по формуле Эйлера $F_a < \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} < 58360$ Н

где примем $\mu = 1$ как для шарнирного закрепления концов стержня.

Формула справедлива при условии:

$\mu l > 25d_1$, т.е. >1600 мм, а у нас высота подъема груза 1700 мм.

$I = \pi d_1^4 / 64 = 84534$ мм⁴ – момент инерции сечения винта.

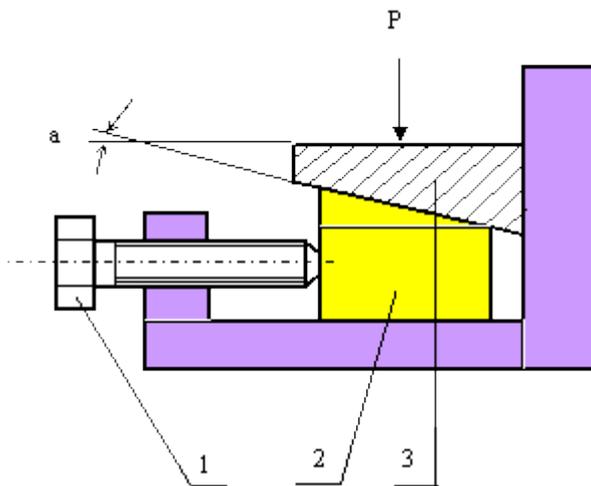
Вывод: винт по устойчивости не проходит. Необходимо уменьшить высоту подъема груза или увеличить диаметр резьбы.

Задача 21

Определить момент $T_{зав}$, прикладываемый к винту поз.1, для подъёма детали поз.3, нагруженной силой P , посредством перемещения клина поз.2. Исходные данные: средний диаметр резьбы винта $d_2=15$ мм, приведенный угол трения в резьбе $\varphi=9,648^{\circ}$, угол подъёма резьбы $\psi=2,431^{\circ}$, угол клина поз.2 $a=10^{\circ}$, коэффициент трения при перемещении клина по обеим поверхностям $f=0,1$. Трением на торце винта и детали поз. 3 пренебречь. Значение силы P приведено в таблице.

Задачу решить по одному из вариантов силы P .

$P, \text{к}$	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
---------------	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----



Порядок решения:

Осевое усилие на винте для подъёма детали поз.3 $P_{oc} = P \operatorname{tg}(\varphi + a) + P_f + P_{ocf} f$, где

$P \operatorname{tg}(\varphi + a)$ - вертикальная сила, создаваемая при перемещении клина поз.2,

$\varphi = \operatorname{arctg} f$ - угол трения в клине, P_f - сила трения между клином поз.2 и корпусом,

P_{ocf} - сила трения между деталью поз.3 и корпусом.

Момент, который необходимо приложить к винту поз.1 для получения силы P_{oc}

$$T_{зае} = 0,5P_{oc}tg(\psi + \varphi)d_2, \quad \text{где } \varphi = \text{arctg}f_{np} - \text{угол трения в}$$

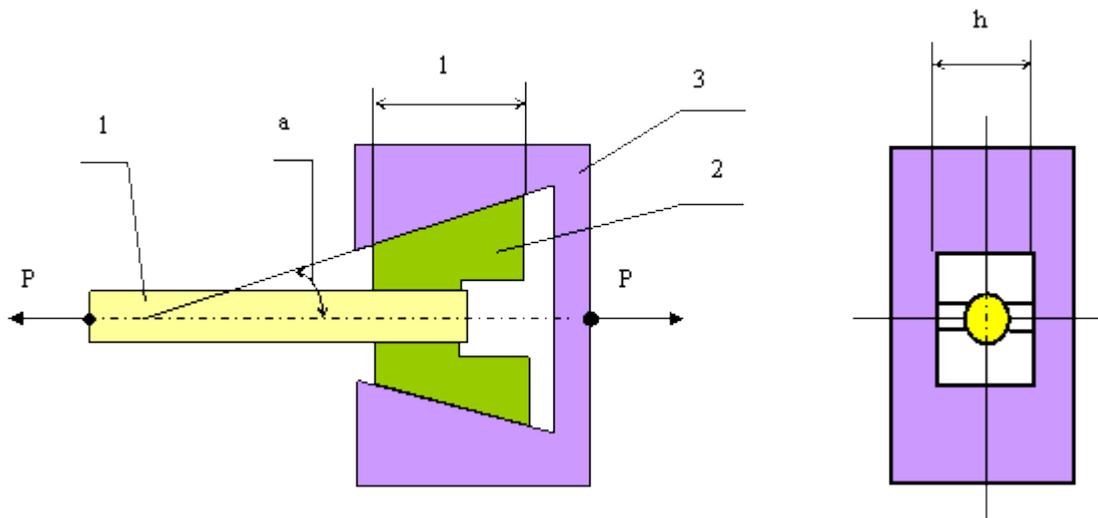
резьбе, $\psi = \text{arctg} \frac{t}{\pi d_2}$ - угол

подъёма резьбы, t - шаг резьбы.

Окончательное

решение
$$T_{зае} \geq \frac{d_2 P}{2(1-f)} \left\{ [tg(\alpha + \text{arctg}f) + f] tg \left(\text{frctg} \frac{t}{\pi d_2} + \text{arctg}f_{np} \right) \right\}$$

Задача 22



При исследовании механических характеристик материала, испытываемый образец 1 зажимается в клиновых плашках 2 клиновой головки 3 разрывной машины и подвергается растяжению силой P .

Определить максимально возможный угол « a », при котором произойдёт самозаклинивание образца в плашках от силы растяжения, а также контактные напряжения между плашками и головкой.

Исходные данные:

коэффициент трения между плашками и образцом $f_1 = 0,3$.

- высота плашек

$h = 100$ мм.

- длина плашек

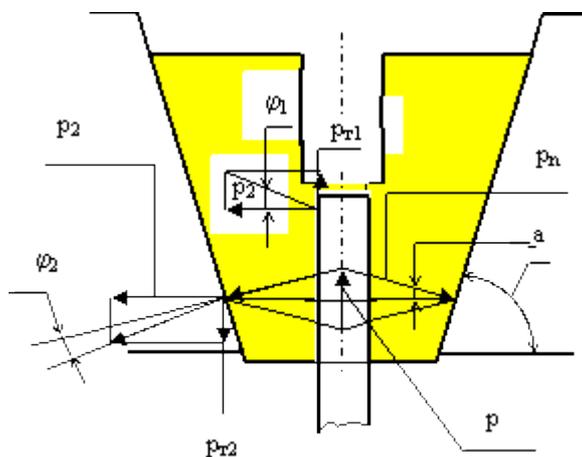
$$l = 100 \text{ мм.}$$

Величина силы P и коэффициента трения f_2 между плашками и клиновой головкой приведены в таблице.

Задачу решить по одному из вариантов.

P , кН	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
f_2	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,1	0,09	0,08	0,06

Порядок решения:



Сила растяжения P передаётся на испытываемый пруток по контакту с плашками и на зажимную головку по контакту с плашками. Из рисунка

видно
$$P_n = \frac{P}{2 \sin a}.$$

Контактное давление между плашкой и

головкой
$$q = \frac{P_n}{lh} = 0,5 \frac{P}{lh \sin a} \leq [q].$$

Условие самозаклинивания будет выполнено если сила трения между прутком и плашками будет больше чем сила трения между плашками и головкой, т.е. $P_{m1} > P_{m2}$. $P_{m1} = P_2 f_1$ или $P_{m1} = P_2 \tan \varphi_1$; $\varphi_1 = \arctan f_1$ - угол трения между прутком и плашкой. Сила трения P_{m2} (см. рис.) с учётом угла клина "a" $P_{m2} = P_2 \tan(a + \varphi_2)$, где φ_2 - угол трения между плашкой и головкой ($\varphi_2 = \arctan f_2$).

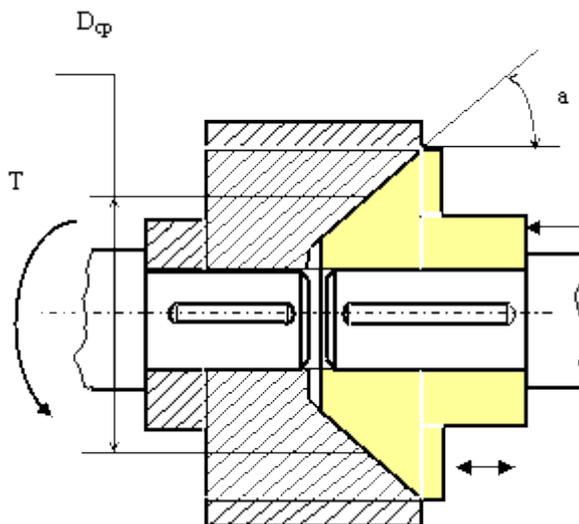
$$P_2 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \varphi_1 \geq P_2 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} (a + \varphi_2) \quad \text{или} \quad \operatorname{tg} \varphi_1 \geq \operatorname{tg} (a + \varphi_2) \quad \text{или} \quad \varphi_1 \geq a + \varphi_2,$$

$$a \leq \operatorname{arctg} \varphi_1 - \operatorname{arctg} \varphi_2.$$

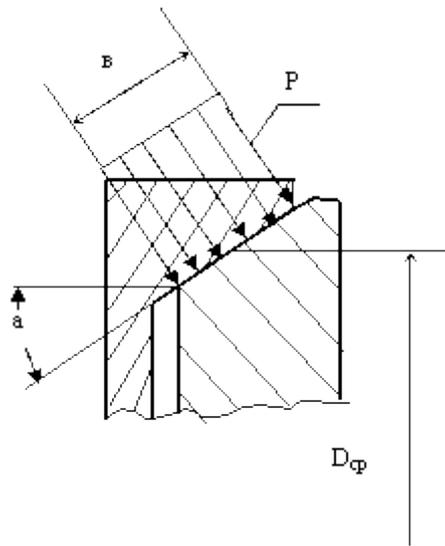
Задача 23

Определить силу F_a осевого прижатия простейшей конической муфты трения, необходимую для передачи крутящего момента $T = 100$ МПа при среднем диаметре муфты $D_{\text{ср}} = 200$ мм и коэффициенте трения между полумуфтами $f = 0,1$. Значение угла a приведено таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

a ,град	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
-----------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----



Порядок решения:



От действия силы F_a на конической поверхности соприкосновения полумуфт возникает удельное давление P и удельные силы трения P_f . Силы трения, направленные по касательной к окружности конуса, используются для передачи крутящего момента. Рассматривая равновесие

правой полумуфты получим: $F_a = bP\pi\sin a$ $KT = bP\pi f \frac{D_\phi^2}{2}$, решаем

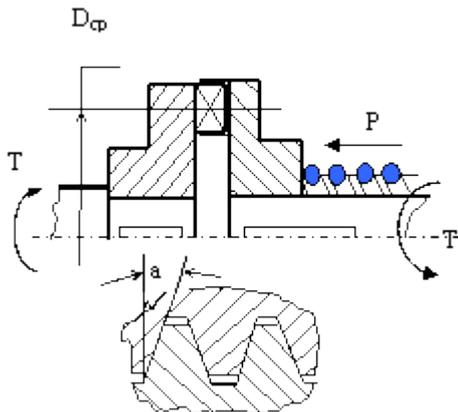
совместно $F_a \geq \frac{2KT\sin a}{D_\phi f}$, здесь K - коэффициент запаса по трению.

Минимально возможный угол конуса "a" должен быть больше угла трения материала полумуфт. Данная полумуфта не допускает смещения и перекоса соединяемых валов.

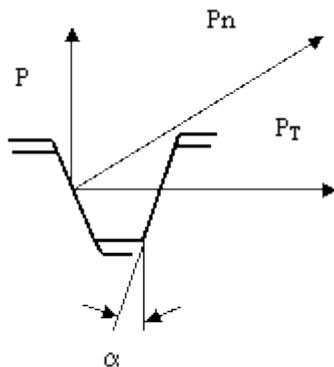
Задача 24

На рисунке упрощенно показана кулачковая муфта с пружинным прижимом одной полумуфты и профиль кулачков в зацеплении углом a . Определить максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой при следующих исходных параметрах: коэффициент трения на поверхности кулачков $f=0,1$, угол $a=30^\circ$, трением полумуфты по поверхности вала пренебречь. Усилие прижима пружины P приведено в таблице.

P , кН	1	1,2	1,3	1,5	1,7	2	2,3	2,5	2,7	3
----------	---	-----	-----	-----	-----	---	-----	-----	-----	---



Порядок решения:



Осевая сила " P " пружины на полумуфту создаёт окружную силу

$$P_T = \frac{P}{\operatorname{tg} \alpha}$$

Максимальный крутящий момент, передаваемый полумуфтой

$$T \leq \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi)} P \frac{D_\varphi}{2} K_n,$$

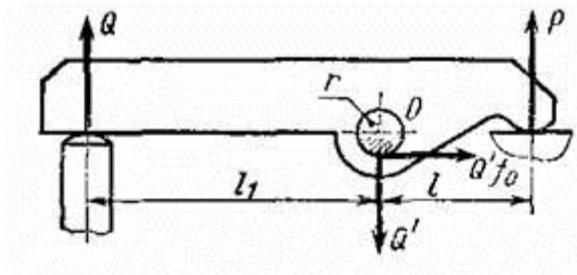
где $\varphi = \operatorname{arctg} f$ - угол трения на кулачках муфты,

$K_n = (0,8 - 0,9)$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по кулачкам муфты. Результаты решения без учета коэффициента K_n .

Задача 25

На рисунке схематично показан прихват детали к столу металлорежущего станка. Определить необходимую силу Q на штоке зажимного цилиндра при следующих условиях:

Сила прижима $P=3000$ Н, радиус поверхности штока $r=10$ мм, коэффициент трения на оси $f_0=0,1$, размер $l=50$ мм, размер $l_1=150$ мм. Определить контактное напряжение между прихватом и осью, принимая толщину прихвата $s=15$ мм.



Порядок решения:

Сумма моментов относительно центра оси $\sum M_0 = Ql_1 - Pl - Q'rf_0 = 0$

Или $Ql_1 = Pl + Q'rf_0$, но $Q' = Q + P$, тогда

$$Ql_1 = Pl + (Q + P)rf_0 = Pl + Qrf_0 + rPf_0;$$

$$Ql_1 - Qrf_0 = Pl + rPf_0;$$

$$Q(l_1 - rf_0) = P(l + rf_0);$$

$$Q = P \frac{l + rf_0}{l_1 - rf_0} = 1027 \text{ Н.}$$

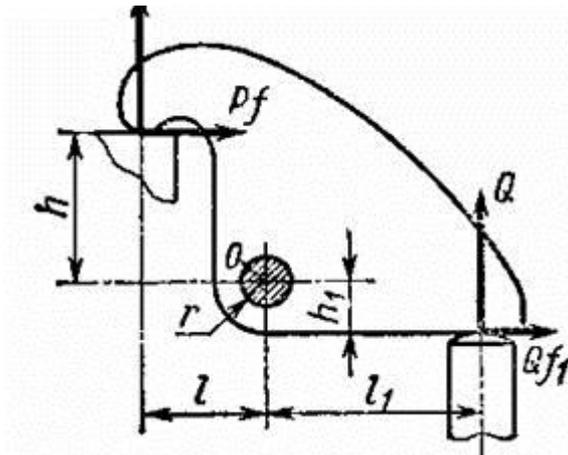
Из равенства следует

Контактное напряжение $\sigma = \frac{Q + P}{s \cdot 2r} = 115 \text{ МПа.}$

Задача 26

На рисунке схематично показан прихват детали к столу металлорежущего станка. Определить необходимую силу Q зажимного цилиндра при следующих условиях:

сила прижима $P=3000$ Н, радиус поверхности штока $r=10$ мм, коэффициент трения на оси $f_0=0,1$, коэффициент трения между прижимом и деталью $f=0,15$, коэффициент трения между штоком цилиндра и прижимом $f_1=0,12$, размер $l=50$ мм, размер $l_1=150$ мм, размер $h_1=20$ мм, размер $h=35$ мм. Определить контактное напряжение между прихватом и штоком, принимая толщину прихвата $s=15$ мм.



Порядок решения:

Составив и решив уравнения равновесия моментов относительно точки O , получим:

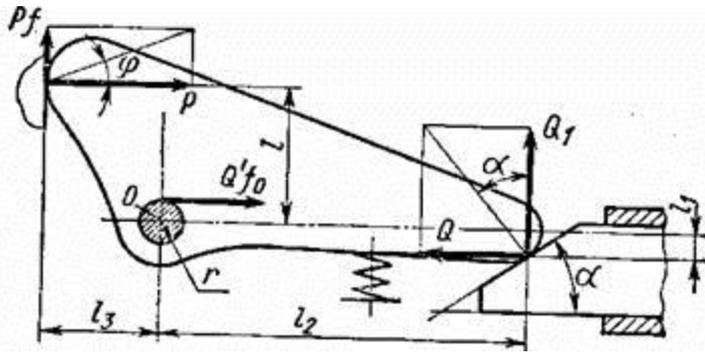
$$Q = P \frac{l + hf + rf_0}{l_1 - h_1 f_1 - rf_0} = 1136 \text{ Н}$$

Контактное напряжение $\sigma = \frac{Q + P}{s \cdot 2r} = 118 \text{ МПа}$

Задача 27

На рисунке схематично показан прихват детали к столу металлорежущего станка. Определить необходимую силу Q зажимного плунжера со скошенной поверхностью под углом $\alpha=30^\circ$ при следующих условиях: сила прижима $P=3000$ Н, радиус оси $r=10$ мм, коэффициент трения на оси $f_0=0,1$, коэффициент трения между прижимом и деталью $f=0,15$, коэффициент трения между плунжером и прижимом $f_1=0,12$, размер $l=50$ мм, размер $l_1=15$ мм, размер $l_2=150$ мм, размер $l_3=35$ мм. Определить контактное напряжение между прижимом и плунжером, принимая толщину

прихвата $s=15$ мм, радиус контактной поверхности прижима $R=20$ мм и модуль упругости материала плунжера и прижима $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.



Порядок решения:

Сумма моментов относительно оси:

$$\sum M_0 = Pl + Pf l_3 + Q l_1 - Q_1 l_2 + Q' f_0 r = 0,$$

$$Q_1 l_2 = Q l_1 + Q' f_0 r + Pl + Pf l_3,$$

$$Q_1 = Q \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)$$

$$Q = P \frac{l + l_3 f + 0,96 r f_0}{[\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)](l_2 - 0,4 r f_0) - l_1} = 975 \text{ Н,}$$

где $\varphi = \operatorname{arctg} f = 8,53^\circ$ – угол трения

на зажимаемой поверхности.

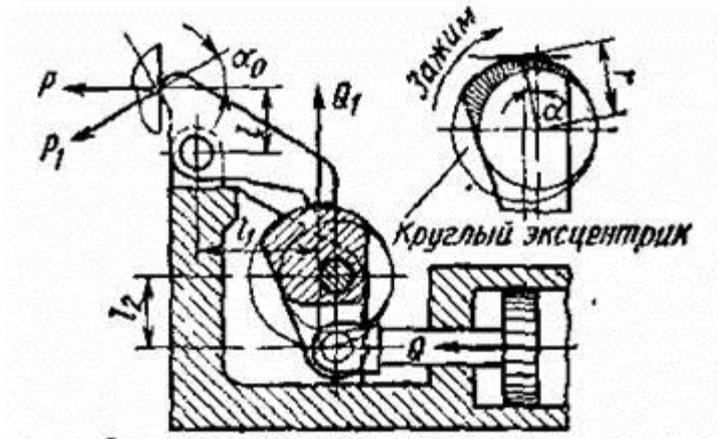
Контактное напряжение по формуле Герца $\sigma_x = 0,418 \sqrt{\frac{QE l \sin \alpha}{R_s}} = 477 \text{ МПа.}$

Отсюда следует, что контактируемые поверхности должны быть закалены.

Задача 28

На рисунке схематично показан прихват для зажима деталей с приводом от пневмоцилиндра через эксцентриковый кулачок с углом подъёма кривой $\alpha=4^\circ$. Определить необходимую силу Q на штоке пневмоцилиндра при следующих условиях: усилие прижима $P_1=3000$ Н, радиус кулачка $r=50$ мм, размер $l=40$ мм, размер $l_1=60$ мм, размер $l_2=50$ мм, коэффициент трения на поверхности эксцентрика $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0,12$, коэффициент трения на оси эксцентрика $\operatorname{tg} \varphi_2 = 0,1$, коэффициент

потерь от трения в зоне прижима принять $\eta = 0,9$, угол отклонения силы P_1 принять $\alpha_0 = 15^\circ$. Определить контактное напряжение между прижимом и кулачком, принимая толщину прижима $s = 20$ мм, радиус контактирующей поверхности кулачка $r = 50$ мм, и модуль упругости материала прижима и кулачка $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.



Порядок решения:

Рассматривая кулачок как клин с углом подъёма 4° и, составляя уравнения равновесия сил и моментов, получим:

$$Q = P [tg(\alpha + \varphi_1) + tg \varphi_2] r \frac{l}{l_1 l_2 \eta},$$

$$Q = P_1 [tg(\alpha + \varphi_1) + tg \varphi_2] r \frac{l}{l_1 l_2} \frac{\cos \alpha_0}{\eta} =$$

выражая силу через P_1 , будем иметь

625 Н;

$$Q_1 = \frac{Q l_2}{r [tg(\alpha + \varphi_1) + tg \varphi_2]} = 2145 \text{ Н.}$$

Контактное напряжение по формуле Герца $\sigma_x = 0,418 \sqrt{\frac{Q_1 E}{R s}} = 274 \text{ МПа.}$

Задача 29

Рычаги 1, закреплённые на валу 2, поворачиваются с угловой скоростью $\bar{\omega}$ и снимают заготовку 3 с рольганга для передачи на технологическую обработку. Определить мощность, необходимую для поворота вала 2 в подшипниках при следующих известных параметрах:

Масса заготовки - 100 кг.

Масса рычагов - 300 кг

Масса вала - 150 кг.

Диаметр стального вала - 0,1 м.

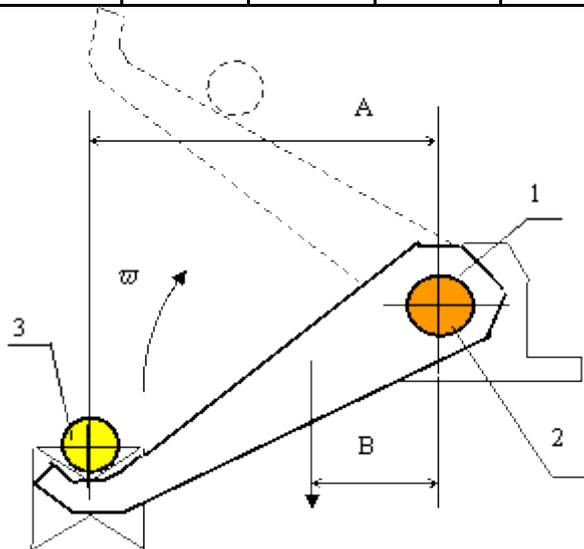
Размер A - 0,3 м.

Размер B до центра тяжести рычагов - 0,15 м.

Коэффициент трения в подшипниках - 0,1.

Варианты угловой скорости приведены в таблице.

$\bar{\omega}$, рад/с	3	2,7	2,5	2,2	2	1,9	1,8	1,6	1,3	1
------------------------	---	-----	-----	-----	---	-----	-----	-----	-----	---



Порядок решения:

Мощность для поворота вала определится из выражения $N = M\bar{\omega}$, где M - крутящий момент, приложенный к валу, $\bar{\omega}$ - угловая скорость вала.

$M = gm_3A + gm_pB + g(m_3 + m_p + m_e)f \frac{d}{2}$, где mg - сила тяжести, $mgdf/2$ - момент трения в подшипниках вала.

$$N = \bar{\omega}g \left[m_3A + m_pB + (m_3 + m_p + m_e)f \frac{d}{2} \right].$$

Задача 30

Рычаги 1, закреплённые на валу 2, поворачиваются с угловой скоростью $\bar{\omega}$ и снимают заготовку 3 с рольганга для передачи на

технологическую обработку. Определить пусковую мощность, необходимую для поворота вала 2 в подшипниках при следующих известных параметрах:

Время поворота рычагов – 2 с.

Масса рычагов - 300 кг.

Масса вала- 150 кг.

Диаметр стального вала - 0,1 м.

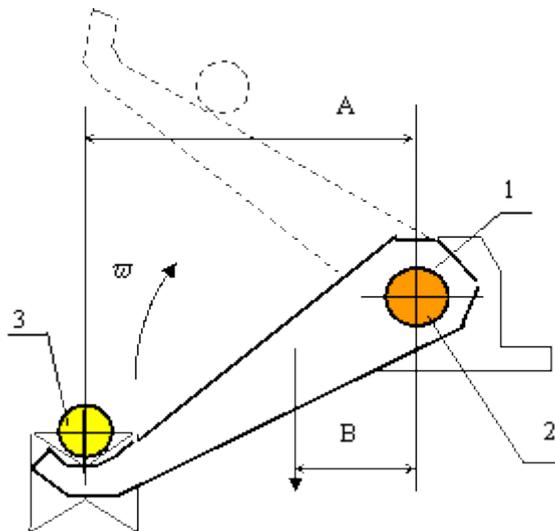
Размер A - 0,3 м.

Размер B до центра тяжести рычагов- 0,15 м.

Коэффициент трения в подшипниках 0,1.

Масса заготовки и варианты угловой скорости приведены в таблице.

$\bar{\omega}$, рад/с	3	2,7	2,5	2,2	2	1,9	1,8	1,6	1,5
m , кг.	100	120	140	150	160	180	200	220	250



Порядок решения:

Пусковая мощность для поворота вала определится из выражения

$$N = \frac{\sum J \bar{\omega}^2 (1 + f)}{2t}, \text{ где } \sum J - \text{ суммарный момент инерции составляющих}$$

системы относительно оси вала,

$$\sum J = J_3 + J_p + J_b, \quad J_3 = m_3 A^2 - \text{ момент инерции заготовки, } m_3 g - \text{ сила}$$

тяжести заготовки.

Момент инерции вала относительно его центра $J_b = \int_0^r \rho^2 dm$, где dm - масса тончайшего слоя вала, ρ - радиус этого слоя, r - радиус вала.

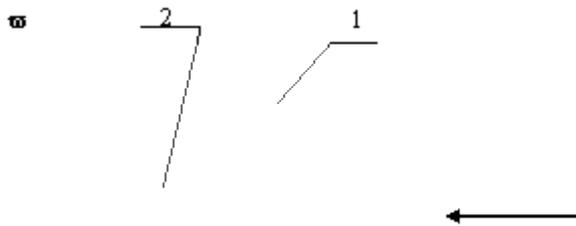
$$\int_0^r \rho^2 dm = \int_0^r 12\pi\gamma\rho d\rho = 12\pi\gamma \int_0^r \rho^3 d\rho = 0,5\pi r^4 l\gamma$$

здесь $dm = 2\pi\gamma\rho d\rho$, γ -

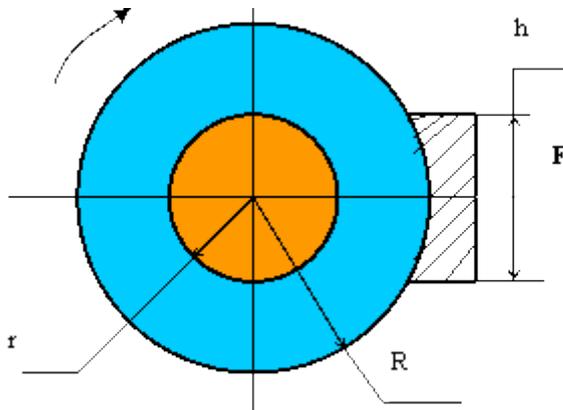
плотность материала вала, l - длина вала.

Учитывая, что масса вала $m_b = \pi r^2 l\gamma$ - получим $J_b = 0,5m_b r^2 = 0,125m_b d^2$.

$$N = \frac{1}{2f} [m_b A + J_b + 0,125m_b d^2] \omega^2 (1+f)$$



Задача 31



Маховое колесо кривошипных ножниц 1 вращается на оси 2 с угловой скоростью $\bar{\omega}$. Радиус маховика $R=0,4$ м. Радиус оси $r=0,075$ м. Определить сколько оборотов n сделает колесо до полной остановки после прекращения

действия внешнего крутящего момента при следующих условиях:

Коэффициент трения между колесом и осью $f = 0,05$.

Сила на тормозе $F = 0$.

Величина угловой скорости в вариантах приведена в таблице.

Задачу решить по одному из вариантов.

$\bar{\omega}$, рад/с	1,57	2,093	2,617	3,14	3,66	4,187	4,71	5,23	5,76	6,28
------------------------	------	-------	-------	------	------	-------	------	------	------	------

Порядок решения:

Кинетическая энергия вращения колеса должна быть равна работе сил

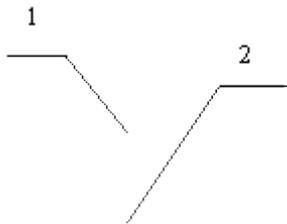
трения на его торможение, т.е. $\frac{J\omega^2}{2} = M_{\text{тр}}\varphi$, где J - момент инерции колеса, φ - угол поворота колеса до полной остановки.

Момент трения - $M_{\text{тр}} = Nfr$, где N - нормальная реакция силы веса колеса, равная массе стального колеса m на ускорение силы тяжести - g , f - коэффициент трения между колесом и осью, r - радиус оси.

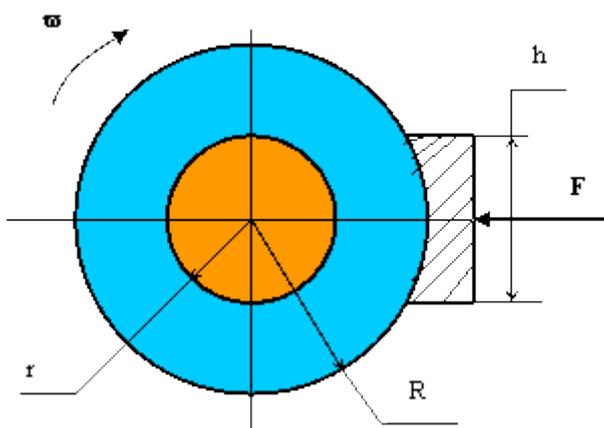
$$0,5J\omega^2 = mgfr\varphi.$$

Число оборотов $n = \varphi / 2\pi$.

Конечное решение $n = \frac{\omega^2(R^2 + r^2)}{8\pi gfr}$.



Задача 32



Маховое колесо кривошипных ножниц 1 вращается на оси 2 с угловой скоростью $\bar{\omega}$. Радиус маховика $R=0,4$ м. Радиус оси $r=0,075$ м. Определить какую силу F необходимо приложить к тормозной колодке, чтобы колесо совершило до полной остановки 0,2

оборота, а также определить контактное напряжение между колодкой и колесом в момент приложения данной силы.

Принять следующие исходные данные:

Масса колеса $m = 280$ кг. Ширина колеса -100 мм. Высота колодки $h=250$ мм. Ширина колодки $l = 0,1$ м. Коэффициент трения между колесом и осью $f = 0,05$. Коэффициент трения между колесом и колодкой $f_1 = 0,3$. Величина угловой скорости приведена в таблице. Задачу решить по одному из вариантов таблицы.

$\bar{\omega}$ рад/с	1,57	2,093	2,617	3,14	3,66	4,187	4,71	5,23	5,76	6,28
----------------------	------	-------	-------	------	------	-------	------	------	------	------

Порядок решения:

Кинетическая энергия вращения колеса должна быть равна работе сил трения на его торможение, т.е. $\frac{J\omega^2}{2} = M_{\text{тр}}\varphi$, где J - момент инерции колеса, φ - угол поворота колеса до полной остановки.

Момент инерции колеса относительно оси вращения вычисляется по формуле: $J = \frac{m}{2}(R_2^2 + r_2^2)$.

Момент трения - $M_{\text{тр}} = Nfr + Ff_1 2\pi n$, где N - нормальная реакция силы веса колеса, равная массе стального колеса m на ускорение силы тяжести g , f - коэффициент трения между колесом и осью, f_1 - коэффициент трения между колодкой тормоза и колесом, r - радиус оси, число

оборотов $n = \frac{\varphi}{2\pi}$.

$$0,5J\omega^2 = (Nfr + Ff_1 R)2\pi n$$

$$F = \frac{m\omega^2(R^2 + r^2)}{8\pi f_1 R} - Nf \frac{r}{Rf} = m \left[\frac{\omega^2(R^2 + r^2)}{8\pi f_1 R} - g \frac{fr}{f_1 R} \right]$$

Контактное давление на поверхности колодки

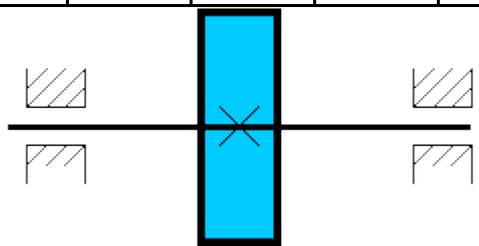
$$\sigma = \frac{F}{lh} = \frac{1}{lh} \left[\frac{m\omega^2(R^2 + r^2)}{8\pi f_1 R} - g \frac{fr}{f_1 R} \right] \leq [\sigma]$$

Задача 33

На вал диаметром $d=100$ мм и массой $m=25$ кг насажен маховик диаметром $D=400$ мм и массой $m_1=100$ кг. Валу сообщено вращение с частотой $n=300$ мин⁻¹. Определить время до полной остановки вала и угол поворота вала до полной остановки после прекращения внешнего воздействия. Коэффициент трения в подшипниках f приведен в таблице.

Задачу решить по одному из вариантов таблицы.

f	0,005	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,1	0,12
-----	-------	------	------	------	------	------	------	------	-----	------



Порядок решения:

Момент сил трения в подшипниках можно определить как реакцию от силы веса вала на коэффициент трения и плечо трения, т. е.

$$M_{\text{тр}} = (m + m_1) g f \frac{d}{2}$$

, где

g - ускорение силы тяжести.

Время до полной остановки вала $t = \frac{\bar{\omega}}{\varepsilon}$; $\bar{\omega} = \frac{\pi n}{30}$;

ε - угловое ускорение вала, которое можно определить из условия, что момент сил трения в подшипниках равен вращающему моменту

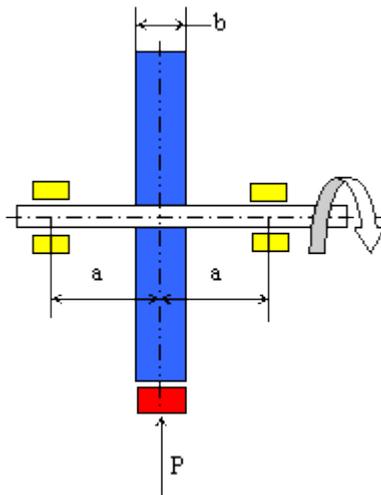
вала: $J \varepsilon = M_{\text{тр}}$.

Суммарный момент инерции вала вместе с маховиком $J = 0,5(0,25md^2 + 0,25m_1D^2)$

Решая уравнения, получим $t = 0,013 \frac{n(md^2 + m_1D^2)}{gfd(m + m_1)}$.

Задача 34

Вычислить максимальное касательное напряжение, возникающее в валу диаметром 65 мм при торможении, если вал с маховиком вращающийся со скоростью $n=1000$ об/мин, после включения тормоза останавливается, сделав $n_1=5$ оборотов. Момент инерции маховика $J=50 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Силу торможения принять постоянной и движение вала равнозамедленным. Момент инерции вала не учитывать.



Порядок решения:

По условиям задачи вращение вала в процессе остановки является равнозамедленным. Начальная угловая скорость вала $\omega_0 = \pi/30$. Конечная угловая скорость вала $\omega_k = 0$.

Угловое ускорение вала
$$\varepsilon = \frac{\omega_0^2}{2\varphi} = \frac{(\pi/30)^2}{2(\pi \cdot 2 \cdot 5)} = 175 \text{ рад/с}^2,$$

где $\varphi = 2\pi n_1$ – угол поворота вала по заданию.

Крутящий момент, приложенный к валу силами инерции $T = J\varepsilon$.

Напряжение кручения в сечениях вала, нагруженных данным моментом

$$[\tau] = \frac{T}{W_\rho} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 50 \cdot 175 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 65^3} = 162,5 \text{ МПа}, \text{ где}$$

W_ρ – полярный момент сопротивления сечения вала.

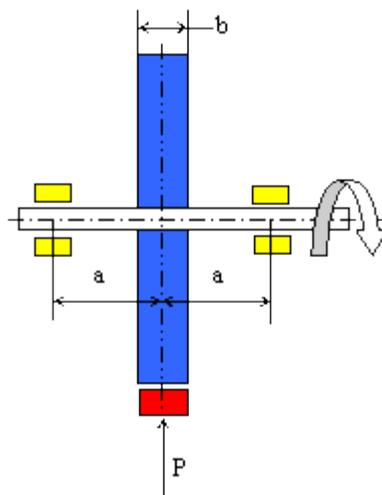
Задача 35

Вал с маховиком, вращающийся со скоростью $n=1000$ об/мин, после включения тормоза останавливается, сделав $n_1=5$ оборотов. Вычислить диаметр вала, принимая максимальное касательное напряжение, возникающее в вале при торможении, $[\tau]=80$ МПа. Момент инерции маховика $J=50$ кгм². Силу торможения принять постоянной и движение вала равнозамедленным. Момент инерции вала не учитывать.

Вычислить силу торможения, принимая коэффициент трения между тормозной колодкой и маховиком $f=0,25$.

Потерями на трение в подшипниках вала пренебречь.

Вычислить контактное напряжение между колодкой тормоза и маховиком, принимая размер $b=100$ мм и высоту тормозной колодки 150 мм. Диаметр маховика $D=300$ мм.



Порядок решения:

По условиям задачи вращение вала в процессе остановки является равнозамедленным. Начальная угловая скорость вала $\omega_0 = \pi/30$. Конечная угловая скорость вала $\omega_k = 0$.

Угловое ускорение вала
$$\varepsilon = \frac{\omega_0^2}{2\varphi} = \frac{(\pi/30)^2}{2(\pi \cdot 2 \cdot 5)} = 175 \text{ рад/с}^2,$$

где $\varphi = 2\pi n_1$ – угол поворота вала по заданию.

Крутящий момент, приложенный к валу силами инерции $T = J\varepsilon$.

Напряжение кручения в сечениях вала, нагруженных данным моментом

$$[\tau] = \frac{T}{W_{\rho}}$$

Отсюда искомый диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 175}{3,14 \cdot 80}} = 82,3 \text{ мм}$$

где $W_{\rho} = \pi d^3 / 16$ – полярный момент сопротивления сечения вала.

Уравнение движения вала в период торможения запишется в виде

$$\frac{J \omega^2}{2} = M_{\text{тр}} \varphi, \text{ т.е. кинетическая энергия вращения вала будет затрачена}$$

на работу сил трения.

$$\text{Момент сил трения } M_{\text{тр}} = Pf \cdot 0,5D$$

Из совместного решения уравнений

$$P = \frac{J \omega^2}{fD \varphi} = \frac{50 \cdot (3,14 \cdot 1000 / 30)^2}{0,25 \cdot 0,3 \cdot 2 \cdot 3,4 \cdot 5} = 233000 \text{ Н}$$

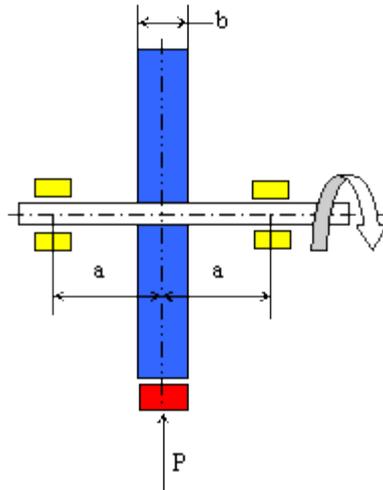
Контактное напряжение на поверхности колодки

$$\sigma = \frac{233000}{100 \cdot 150} = 46,6 \text{ МПа.}$$

Задача 36

Вал с маховиком, вращающийся со скоростью $n = 1000$ об/мин, после включения тормоза останавливается, сделав $n_1 = X$ оборотов. Вычислить диаметр вала, принимая максимальное касательное напряжение, возникающее в вале при торможении, $[\tau] = 80$ МПа. Момент инерции маховика $J = 50 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Силу торможения принять постоянной и движение вала равнозамедленным. Момент инерции вала не учитывать. Вычислить силу торможения P , принимая диаметр маховика $D = 300$ мм, коэффициент трения между колодкой и маховиком $f = 0,25$. Потерями на трение в подшипниках вала пренебречь. Вычислить напряжение изгиба в сечении вала под маховиком, принимая расстояние $a = 100$ мм.

X, об	5	6	7	8	9	10	11	12	13
-------	---	---	---	---	---	----	----	----	----



Порядок решения:

По условиям задачи вращение вала в процессе остановки является равнозамедленным. Начальная угловая скорость вала $\omega_0 = \pi/30$. Конечная угловая скорость вала $\omega_k = 0$.

Угловое ускорение вала
$$\varepsilon = \frac{\omega_0^2}{2\varphi} = \frac{(\pi/30)^2}{2(\pi \cdot 2 \cdot 5)} = 175 \text{ рад/с}^2,$$

где $\varphi = 2\pi n_1$ – угол поворота вала по заданию.

Крутящий момент, приложенный к валу силами инерции $T = J\varepsilon$.

Напряжение кручения в сечениях вала, нагруженных данным моментом

$$[\tau] = \frac{T}{W_\rho}$$

Отсюда искомый диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 175}{3,14 \cdot 80}} = 82,3 \text{ мм}$$

где $W_\rho = \pi d^3 / 16$ – полярный момент сопротивления сечения вала.

Уравнение движения вала в период торможения запишется в виде

$$\frac{J\omega^2}{2} = M_{\text{тр}}\varphi, \text{ т.е. кинетическая энергия вращения вала будет затрачена}$$

на работу сил трения.

Момент сил трения $M_{тр} = Pf \cdot 0,5D$.

Из совместного решения уравнений

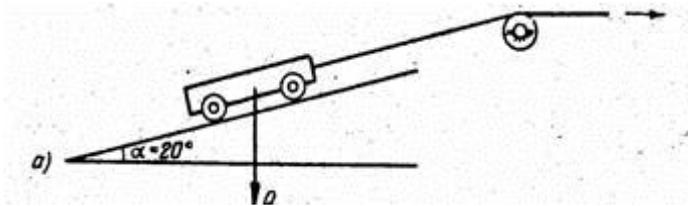
$$P = \frac{J\omega^2}{fD\varphi} = \frac{50 \cdot (3,14 \cdot 1000 / 30)^2}{0,25 \cdot 0,3 \cdot 2 \cdot 3,4 \cdot 5} = 233000 \text{ Н}$$

Напряжение изгиба в сечении вала от действия этой силы

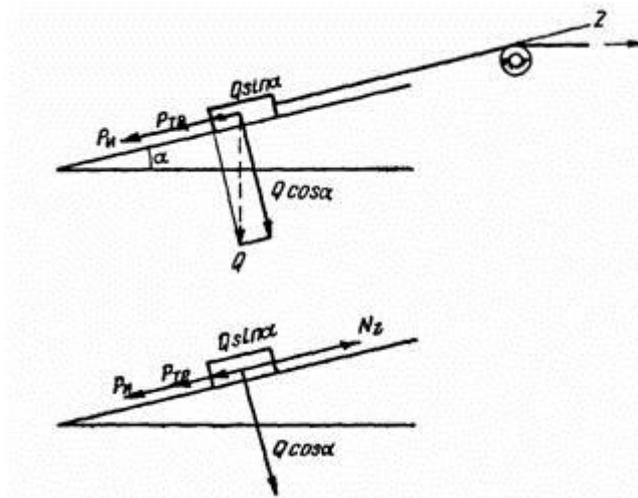
$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{0,5Pa \cdot 32}{\pi d^3} = \frac{0,5 \cdot 233000 \cdot 0,1 \cdot 32}{3,14 \cdot 82,3^3} = 213 \text{ МПа.}$$

Задача 37

Вагонетка с грузом движется по наклонному пути с постоянным ускорением $a = 2 \text{ м/с}^2$. Определить требуемый диаметр, наматываемого на приводной барабан троса, если масса вагонетки 4000 кг. Коэффициент трения принять $f=0,1$. Массой троса пренебречь. Допускаемое напряжение растяжения для троса $[\sigma] = 60 \text{ МПа}$.



Порядок решения:



Сила инерции направлена в противоположную сторону силе натяжения троса и равна $F_u = ma$,

где m - масса тележки,

α - ускорение движения тележки.

Сила трения при движении тележки

$$F_{\text{тр}} = -Qf \cos \alpha$$

Проецируем все силы на ось Z:

$$N_z = Q \sin \alpha + Qf \cos \alpha + ma$$

Сила веса тележки $Q = mg$, где

g – ускорение свободного падения.

Окончательно получим

$$N_z = mg \sin \alpha + mgf \cos \alpha + ma = mg(\sin \alpha + f \cos \alpha + a/g)$$

Напряжение растяжения в тросе $\sigma = \frac{N_z}{A}$, где A - площадь сечения

троса $A = \frac{\pi d^2}{4}$.

Отсюда диаметр троса

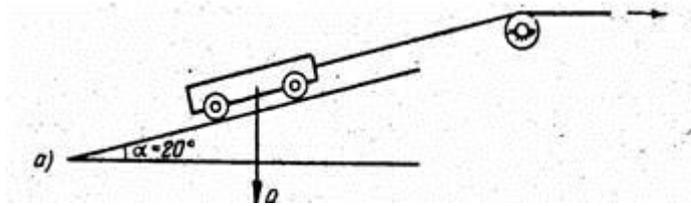
$$d = \sqrt{\frac{4mg(\sin \alpha + f \cos \alpha + a/g)}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4000 \cdot 9,81(0,342 + 0,15 \cdot 0,94 + 2/9,81)}{3,14 \cdot 60 \cdot 10^6}} = 0,024 \text{ м} = 24 \text{ мм}$$

В знаменателе под корнем значение 10^6 – это перевод МПа в Па.

Задача 38

Вагонетка с грузом трогается с места и движется по наклонному пути с постоянной скоростью $V=2$ м/с. Время разгона $t=1$ с. Определить пусковую и статическую мощность привода, приняв коэффициент трения покоя $f=0,15$, коэффициент трения установившегося движения $f_1=0,1$, КПД всей системы $\eta = 0,7$. Масса вагонетки 4000 кг. Момент инерции барабана вместе с тросом и валом $J_{\text{пр}} = 30 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Массой троса, наматываемого на барабан пренебречь. Диаметр барабана 400мм.

Рассчитать требуемый диаметр троса в момент разгона, приняв допускаемое напряжение растяжения для троса $[\sigma]=60$ МПа.



Порядок решения:

Статическая мощность привода определится из выражения $N_{ст} = N_{зст} \cdot V / \eta$, где $N_{зст}$ – сила натяжения каната при установившемся движении; V – линейная скорость движения тележки; η – КПД системы.

$$N_{зст} = mg(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) = 4000 \cdot 9,81 \cdot (0,342 + 0,1 \cdot 0,94) = 17110 \text{ Н.}$$

$$N_{ст} = 17110 \cdot 2 / 0,7 = 48890 \text{ Вт} = 48,9 \text{ кВт.}$$

Пусковая мощность привода сложится из мощности, затрачиваемой на разгон тележки и мощности, затрачиваемой на разгон вращающихся частей привода:

$$N_{пуск} = (N_z \cdot V + J_{пр} \cdot \omega^2 / t_{пуск}) / \eta,$$

где V – скорость на участке разгона максимальная

$$N_z = mg(\sin \alpha + f \cos \alpha + a / g) \text{ - из решения задачи №37}$$

$$a = V / t_{пуск} = 2 \text{ м/с}^2 \text{ – ускорение на участке разгона,}$$

$$N_z = 4000 \cdot 9,81 \cdot (0,342 + 0,15 \cdot 0,94 + 2 / 9,81) = 26953 \text{ Н.}$$

$$\text{Угловая скорость барабана } \omega = V / 0,5 D_b = 2 / (0,5 \cdot 4) = 10 \text{ рад/с.}$$

D_b – диаметр барабана.

$$N_{пуск} = (26953 \cdot 2 + 30 \cdot 100 / 2) / 0,7 = 79151 \text{ Вт} = 79,2 \text{ кВт.}$$

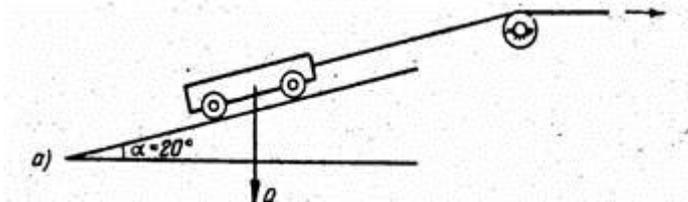
Диаметр троса из условия максимальной силы на участке разгона

$$\text{определится из выражения } d = \sqrt{\frac{4 N_z}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 26953}{3,14 \cdot 60 \cdot 10^6}} = 0,024 \text{ м} = 24 \text{ мм.}$$

Задача 39

Вагонетка с грузом трогается с места и движется по наклонному пути с постоянной скоростью $V=2$ м/с. Время разгона $t=1$ с. Определить пусковую и статическую мощность привода, приняв коэффициент трения покоя $f=0,15$, коэффициент трения установившегося движения $f_1=0,1$, КПД всей системы $\eta=0,7$. Масса вагонетки 4000 кг. Момент инерции барабана вместе с тросом и валом $J_{пр} = 30 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Массой троса, наматываемого на барабан пренебречь.

Определить минимальный диаметр вала, на котором посажен барабан, приняв диаметр барабана 400 мм, ширину барабана 600 мм, расстояние между опорами барабана 700 мм и допускаемое напряжение на кручение материала вала $[\tau]=30$ Мпа. Выбрать шарикоподшипники в опорах вала из расчёта на 10000 часов непрерывной работы.



Порядок решения:

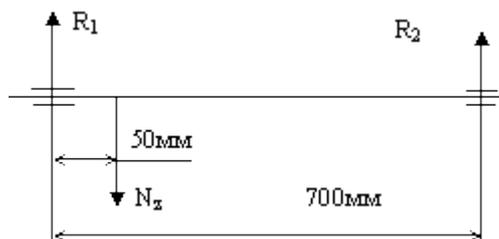
Из решения задачи №38 имеем силу натяжения троса $N_z = 26953 \text{ Н}$.

Крутящий момент на валу барабана $T = N_z \cdot 0,5D_{б} = 26953 \cdot 0,2 = 5391 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Напряжение кручения вала $\tau = T/W_{\rho}$,

где $W_{\rho} = \pi d^3 / 16$ полярный момент сопротивления сечения вала.

$$\text{Отсюда } d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5391 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30}} = 97 \text{ мм}.$$



Для выбора подшипников определим максимальные нагрузки. На рисунке приведена расчётная схема вала барабана, когда трос находится на

барабане в крайнем левом положении. В данном случае нагрузка на левый подшипник составит $R_1 = N_x \cdot 0,65 / 0,7 = 25028$ Н.

Частота вращения вала $n = V / \pi D_{\text{б}}$, где

V – скорость движения тележки, $D_{\text{б}}$ – диаметр барабана.

$$n = 2 \cdot 60 / (3,14 \cdot 0,4) = 95,54 \text{ об/мин.}$$

Осевые нагрузки на подшипники отсутствуют и, принимая коэффициент безопасности $K_{\text{б}} = 1,5$, получим эквивалентную нагрузку на подшипник $P_{\text{экс}} = R_1 \cdot K_{\text{б}} = 25028 \cdot 1,5 = 37540$ Н.

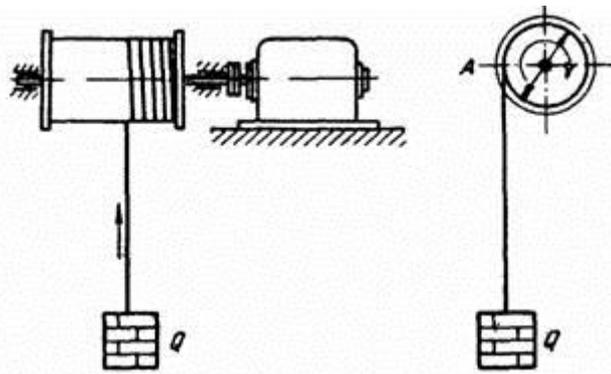
Требуемая динамическая грузоподъёмность подшипника определяется по известной зависимости

$$C_{\text{д}} = P_{\text{экс}} \sqrt[3]{\frac{L_{\text{н}} \cdot 60n}{10^6}} = 25028 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 60 \cdot 95,54}{1000000}} = 96500 \text{ Н.}$$

где - $L_{\text{н}} = 10000$ часов работы. Из каталога подшипников для данной грузоподъёмности может быть предложен шарикоподшипник лёгкой серии №220, у которого динамическая грузоподъёмность равна 124000 Н и внутренний диаметр 100 мм.

Задача 40

Движение барабана лебёдки в период пуска выражается уравнением $\varphi = 4t^3$ (φ в радианах, t в сек.) Вычислить напряжение в канате через одну секунду после включения двигателя. Диаметр каната – 25 мм. Масса поднимаемого груза – 1500 кг. Массу каната не учитывать. Диаметр барабана – 800 мм.



Порядок решения:

Сила растяжения каната F в период пуска будет складываться из силы веса груза $Q = mg$ (масса на ускорение свободного падения) и силы инерции при разгоне $F_u = ma$ (масса на ускорение перемещения).

$$F = mg + ma = m(g + a) = 1000(9,81 + 9,6) = 19410 \text{ Н.}$$

Ускорение a груза должно быть равно ускорению каната в точке A барабана, которое равно касательному ускорению при вращении барабана $a_t = \varepsilon \cdot 0,5D_{\text{б}}$, где $\varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ - угловое ускорение барабана, $\varphi = 4t^3$ по условию задачи.

Ускорение $a_t = \varepsilon \cdot 0,5D_{\text{б}}$, где $\varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ - угловое ускорение барабана, $\varphi = 4t^3$ по условию задачи.

$$\varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{d^2}{dt^2}(4t^3) = 24t.$$

В конце первой секунды ускорение барабана $\varepsilon_{t=1} = 24 \text{ 1/с}^2$ и касательное ускорение в этот момент

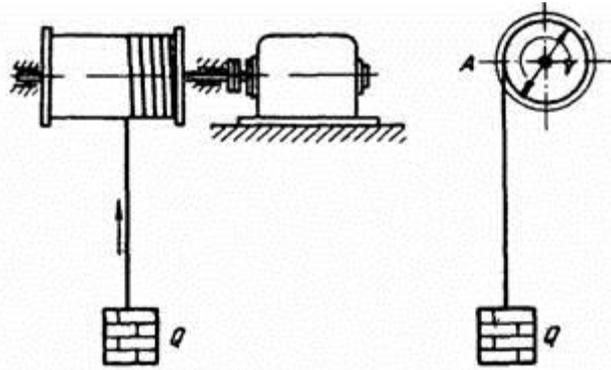
$$a_{t=1} = \varepsilon_{t=1} \cdot 0,5D_{\text{б}} = 24 \cdot 0,5 \cdot 0,8 = 9,6 \text{ м/с}^2.$$

$$\text{Напряжение в канате } \sigma = \frac{F}{S} = \frac{F \cdot 4}{\pi d^2} = \frac{19410 \cdot 4}{3,14 \cdot 25^2} = 39,56 \text{ МПа.}$$

Задача 41

Вращение барабана лебёдки в период пуска выполняется равноускоренно и через 2 сек. груз поднимается с постоянной скоростью $V = 1 \text{ м/с}$. Вычислить пусковую и статическую мощность привода, принимая момент инерции привода, приведенный к валу барабана $J = 50 \text{ Кгм}^2$, диаметр барабана 800 мм. Определить максимальное напряжение в канате. Диаметр

каната – 25 мм. Масса поднимаемого груза – 1500 кг. Массу каната не учитывать. КПД всей системы принять $\eta = 0,75$.



Порядок решения:

Сила растяжения каната F в период пуска будет складываться из силы веса груза $Q = mg$ (масса на ускорение свободного падения) и силы инерции при разгоне $F_u = ma$ (масса на ускорение перемещения).

Ускорение при подъёме груза $a = V / t_{\text{пуск}} = 1 / 2 = 0,5 \text{ м/с}^2$.

Сила натяжения каната $F = 1500 \cdot (9,81 + 0,5) = 15465 \text{ Н}$.

Напряжение в канате $\sigma = \frac{F}{S} = \frac{F \cdot 4}{\pi d^2} = \frac{15465 \cdot 4}{3,14 \cdot 25^2} = 31,52 \text{ МПа}$.

Статическая мощность привода определится из выражения

$N_{\text{ст}} = F_{\text{ст}} \cdot V / \eta$, где $F_{\text{ст}}$ – сила натяжения каната при установившемся движении; V – линейная скорость движения груза; η – КПД системы.

$$N_{\text{ст}} = 1500 \cdot 9,81 \cdot 1 / 0,75 = 19620 \text{ Вт} = 19,62 \text{ кВт}$$

Пусковая мощность привода сложится из мощности, затрачиваемой на подъём и разгон груза и мощности, затрачиваемой на разгон вращающихся частей привода.

$$N_{\text{пуск}} = (F \cdot V + J_{\text{пр}} \cdot \omega^2 / t_{\text{пуск}}) / \eta, \text{ где}$$

V – скорость на участке разгона максимальная

Угловая скорость барабана $\omega = V / 0,5 D_{\text{б}} = 1 / (0,5 \cdot 0,8) = 2,5 \text{ рад/с}$.

$D_{\text{б}}$ – диаметр барабана.

$$N_{\text{пуск}} = (15465 \cdot 1 + 50 \cdot 2,5^2 / 2) / 0,75 = 20830 \text{ Вт} = 20,83 \text{ кВт}$$

Задача 42

Определить длину l сварного соединения в нахлестку двух стальных листов толщиной $\delta = 5,0$ мм, шириной $a = 100$ мм, растягиваемых силами $F = 25$ кН.

Порядок решения:

При расчете предполагаем, что распределение срезающих сварку

напряжений равномерное: $\tau = \frac{F}{S}$, S – площадь сечения среза.

Площадь сечения среза при наличии лобового и фланговых швов

$$S = S_a + S_\phi$$

$$\tau = \frac{F}{S_a + S_\phi} \leq [\tau]$$

Условие прочности сварочного соединения

где: S_a – площадь среза лобового шва, $S_a = 2a \cdot 0,7\delta$,

a – длина шва

S_ϕ – площадь среза фланговых швов, $S_\phi = 2x \cdot 0,7\delta$,

x – длина флангового шва

$$\frac{F}{2a \cdot 0,7\delta + 2x \cdot 0,7\delta} \leq [\tau], \quad x \geq \frac{F}{1,4\delta[\tau]} - a$$

$$x \geq \frac{25 \cdot 10^3}{1,4 \cdot 5 \cdot 30} - 100 = 19_{\text{мм}}, \quad \text{где } [\tau] = 0,5[\sigma] = 0,5 \cdot 60 = 30 \text{ МПа}$$

Принимаем $x = 20$ мм

$$l = a + x = 100 + 20 = 120 \text{ мм.}$$

Задача 43

Два стальных листа соединены заклепками. Определить число заклепок, на срез $[\tau] = 80$ МПа, диаметр заклепки $d_3 = 8,0$ мм, сила сдвига $Q = 35$ кН. Проверить прочность заклепки смятие, если толщина листа $h = 7,0$ мм.

Порядок решения:

Из условия прочности на срез определяем поверхность среза

$$\tau = \frac{Q}{S_{\varphi}} \leq [\tau] \quad S_{\varphi} \geq Q/[\tau] \quad S_{\varphi} \geq 35 \cdot 10^3 / 80$$

Определяем число заклепок n

$$S_{\varphi} = n \cdot \frac{\pi d_4^2}{4} \quad n \geq \frac{4S_{\varphi}}{\pi d_4^2} = \frac{4 \cdot 437,5}{\pi \cdot 8^2} = 8,7$$

Принимаем число заклепок $n = 9$

Проверяем прочность заклепки на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q}{n \cdot S_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad S_{\text{см}} = n h_L d_3$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{35 \cdot 10^3}{9 \cdot 7 \cdot 8} = 69 \text{ МПа} \quad 69 \text{ МПа} < 160 \text{ МПа}$$

Условие прочности на смятие выполняется.

Задача 44

Рассчитать винт домкрата, а так же определить его КПД. Резьба самотормозящая упорная грузоподъемность $F_a = 150$ кН, $l = 1,0$ м, винт – сталь 35, гайка – чугун, подпятник – шариковый.

Порядок решения:

1. Определим диаметр винта из условия износостойкости, приняв

$$[\sigma]_{\text{см}} = 6 \text{ МПа}, \quad \psi_n = 1,8, \quad \psi_h = 0,75$$

(ψ_n и ψ_h) – коэффициент высоты гайки и резьбы.

$$d_1 = \sqrt{150 \cdot 10^3 / \pi \cdot 1,8 \cdot 0,75 \cdot 6} = 77 \text{ мм}$$

2. По таблицам стандарта выбираем резьбу х12□

$$d = 85 \text{ мм}, \quad p = 12 \text{ мм} \text{ шаг резьбы}$$

$$d_1 = 64,2 \text{ мм}, \quad d_2 = 76 \text{ мм}, \quad h = 9 \text{ мм} \text{ (коэффициенты резьбы),}$$

$$\text{коэффициент трения } \mu = 0,1$$

Угол подъема резьбы

$$\varphi = \arctg \mu = 5^\circ 50'$$

$$\psi = \arctg [p / (\pi d_2)] = \arctg [12 / (\pi \cdot 76)] \approx 2^\circ 50', \quad \text{что обеспечивает запас}$$

самоторможения.

$$Z = \frac{F_a}{\pi d_2 h [\sigma_{\text{ок}}]} = \frac{150 \cdot 10^3}{\pi \cdot 76 \cdot 96} \approx 12$$

3. Число витков:

$$H = Z \cdot p = 12 \cdot 12 = 144 \text{ мм}$$

КПД домкрата (при наличии слабой смазки в винте $\eta = 0,1$)

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 2^\circ 50'}{\operatorname{tg}(2^\circ 50' + 5^\circ 50')} = 0,32$$

Задача 45

Определить основные размеры цилиндрической фрикционной передачи привода транспортера. Передаваемая мощность P , ω_1 и ω_2 угловые скорости ведущего и ведомого катков.

$$\text{Дано: } P = 1,5 \text{ кВт, } \omega_1 = 90 \text{ с}^{-1}, \omega_2 = 30 \text{ с}^{-1}.$$

Порядок решения:

Выбираем материалы катков: ведущий каток – текстолит ПТК, ведомого (большого) катка – чугун С4 – 18.

Передаточное число фрикционной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{90}{30} = 3$$

Вращающий момент на ведущем валу

$$T_1 = P / \omega_1 = 1,5 \cdot 10^3 / 90 = 16,7 \text{ Н/м}$$

Задаем коэффициент ширины катка $\psi_a = 0,3$, коэффициент запаса сцепления $k = 1,3$.

Допускаемое контактное напряжение для текстолитовых катков $[\sigma]_H = 100 \text{ МПа}$, коэффициент трения текстолита по чугуну $\mu = 0,3$. Модули упругости текстолита $E_1 = 7 \cdot 10^3 \text{ МПа}$, чугуна $E_2 = 1,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Приведенный модуль упругости:

$$E_{\text{нр}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 10^5}{7 \cdot 10^3 + 1,1 \cdot 10^5} = 1,32 \cdot 10^4 \text{ МПа}$$

Находим межосевое расстояние

$$\alpha = (u+1) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{E_{np} \cdot K T_1}{f \cdot \psi_a \cdot u}} = (3+1) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{100 \cdot 106}\right)^2 \frac{1,32 \cdot 10^{10} \cdot 1,3 \cdot 16,7}{0,3 \cdot 3 \cdot 3}} = 0,106 \text{ м} = 106 \text{ мм}$$

Определяем основные размеры катков:

$$\text{диаметр ведущего катка } D_1 = 2\alpha / (u+1) = 2 \cdot 106 / (3+1) = 53 \text{ мм}$$

$$\text{диаметр ведущего катка } D_2 = D_1 \cdot u = 53 \cdot 3 = 159 \text{ мм}$$

$$\text{ширина катков } b_2 = \psi_a \cdot \alpha = 0,3 \cdot 106 = 32 \text{ мм}$$

$$b_1 = b_2 + 3 = 32 + 3 = 35 \text{ мм.}$$

Задача 46

Определить основные геометрические параметры зубчатой цилиндрической косозубой пары по следующим исходным данным: допускаемое контактное напряжение материала зубчатых колес $\sigma_H = 410$ МПа, крутящий момент на валу колеса $T_2 = 290$ Нм, передаточное число зубчатой пары $u = 4$.

Порядок решения:

Примем коэффициент долговечности для длительно работающей передачи $K_{HL} = 1$, коэффициент неравномерности нагрузки $K_{H\beta} = 1,09$, коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{ba} = 0,4$, примем предварительно угол наклона зубьев $\beta = 100$.

Из условия контактной прочности межосевое расстояние равно

$$\alpha_a = 43(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}} = 43(4+1) \sqrt[3]{\frac{290 \cdot 10^3 \cdot 1,09}{0,4 \cdot 4^2 \cdot 410^2}} = 148 \text{ мм}$$

Примем стандартное значение $\alpha_a = 160$ мм.

Нормальный модуль $m = (0,01 \dots 0,02) \alpha_a = (0,01 \dots 0,02) \cdot 160 = (1,6 \dots 3,2) \text{ мм}$

Примем стандартное значение $m = 2$ мм.

Число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{2\alpha_a \cdot \cos \beta}{(u+1)m} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 0,98}{(4+1) \cdot 2} = 31$$

Число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 u = 31 \cdot 4 = 124$

Фактический угол наклона зубьев

$$\cos \beta = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 a_w} = \frac{2(31 + 124)}{2 \cdot 160} = 0.9686$$

Угол $\beta = 14024'$

Диаметры делительных окружностей

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 31}{0.9686} = 64 \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 124}{0.9686} = 256 \text{ мм}$$

Диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 64 + 2 \cdot 2 = 68 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 256 + 2 \cdot 2 = 260 \text{ мм}$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2.5m = 64 - 2.5 \cdot 2 = 59 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m = 256 - 2.5 \cdot 2 = 251 \text{ мм}$$

Ширина венца зубчатого колеса и шестерни

$$b_2 = \psi_w a_w = 0.4 \cdot 160 = 64 \text{ мм}$$

$$b_1 = b_2 + (4 \dots 6) = 64 + (4 \dots 6) = (68 \dots 70) \text{ мм}$$

примем $b_1 = 70 \text{ мм}$

Ответ: $a_w = 160 \text{ мм}$, $d_1 = 64 \text{ мм}$, $d_2 = 256 \text{ мм}$, $d_{a1} = 68 \text{ мм}$, $d_{a2} = 260 \text{ мм}$, $d_{f1} = 59 \text{ мм}$, $d_{f2} = 251 \text{ мм}$, $b_1 = 70 \text{ мм}$, $b_2 = 64 \text{ мм}$, $m = 2 \text{ мм}$, $\beta = 14^{\circ} 24'$.

Задача 47

Выполнить предварительный проектный расчет вала зубчатого колеса по следующим исходным данным: крутящий момент на валу $T = 290 \text{ Нм}$, материал вала - сталь 45, допускаемое напряжение на кручение $[\tau] = (20 \dots 30) \text{ МПа}$, вала ступенчатого типа.

Порядок решения:

1. Диаметр выходного конца вала определяем по крутящему моменту с учетом допускаемого напряжения на кручение

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0.2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{290 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 20}} = 18 \text{ мм}$$

2. Диаметр вала под манжетой

$$d_m = d + (4 \dots 6) = 18 + (4 \dots 6) = (22 \dots 24) \text{ мм}, \text{ примем } d_m = 24 \text{ мм.}$$

3. Диаметр вала под подшипниками

$$d_n = d_m + (4 \dots 6) = 24 + (4 \dots 6) = (28 \dots 30) \text{ мм.}$$

Внутренние посадочные диаметры подшипников кратны пяти, поэтому принимаем диаметр вала $d_n = 30$ мм.

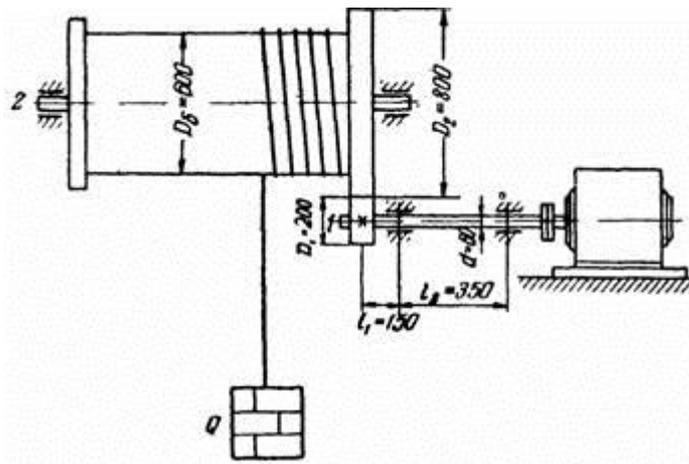
4. Диаметр вала под колесом

$$d_k = d_n + (4 \dots 6) = 30 + (4 \dots 6) = (34 \dots 36) \text{ мм, принимаем } d_k = 36 \text{ мм.}$$

Задача 48

Определить минимальный диаметр приводного вала 1 электрической лебёдки из расчёта в период разгона. Масса поднимаемого груза $m = 500$ кг; момент инерции барабана и других деталей, вращающихся вместе с ним относительно оси вала 2: $J = 30$ Кгм².

Моментом инерции вала 1 и посаженной на нём шестерни пренебречь. КПД системы привода $\eta = 0,75$. Принять, что в период разгона вал 1 вращается равноускоренно и через 2 сек. после включения приобретает рабочую скорость вращения $n_{\text{двиг}} = 710$ об/мин. Допускаемое напряжение материала вала 1 при расчёте по касательным напряжениям принять $[\tau] = 30$ Мпа.



Порядок решения:

Рабочая скорость подъёма груза $V = \pi D_{\text{б}} n_{\text{б}} = \pi D_{\text{б}} n_{\text{дв}} \cdot 200/800 = 3,14 \cdot 0,6 \cdot 710 \cdot 0,25 = 335 \text{ м/мин} = 5,57 \text{ м/с}$.

Мощность двигателя в пусковом режиме будет складываться из мощности на подъём груза, мощности на разгон груза и мощности на разгон вращающихся частей привода.

$$N = (mgV + maV + J_{\text{пр}} \omega^2 / t_{\text{пуск}}) / \eta$$

где $a = V / t_{\text{пуск}} = 5,57 / 2 = 2,79 \text{ м/с}^2$ – ускорение при подъёме груза.

$\omega = V / 0,5 D_{\text{б}} = 2,79 / (0,5 \cdot 0,6) = 9,3 \text{ рад/с}$ – угловая скорость барабана.

$\eta = 0,75$ – КПД системы привода по условиям задачи.

$$N = (500 \cdot 9,81 \cdot 5,57 + 500 \cdot 2,79 \cdot 5,57 + 30 \cdot 9,32 / 2) / 0,75 = 48500 \text{ Вт} = 48,5 \text{ кВт}$$

Крутящий момент на валу 1

$$T = N / \omega_{\text{дв}} = 30 N / \pi n_{\text{дв}} = 30 \cdot 48,5 / (3,14 \cdot 710) = 652,6 \text{ Нм}$$

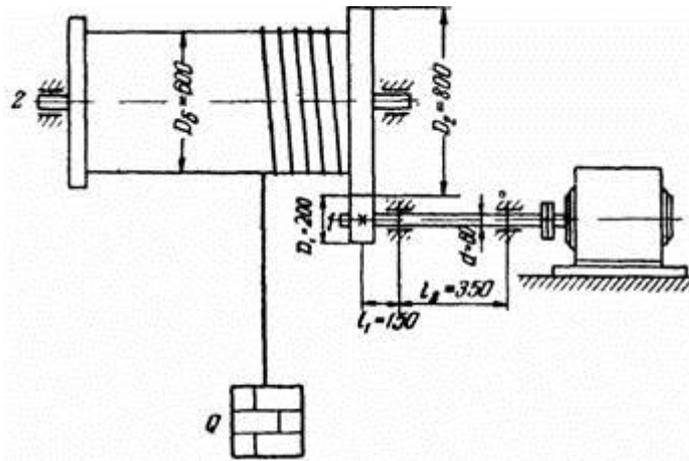
Диаметр вала из условия прочности на кручение

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 652,6 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30}} = 48 \text{ мм}$$

Задача 49

Рассчитать нагрузки на наиболее нагруженном подшипнике приводного вала 1 электрической лебёдки в период разгона. Выбрать подшипник и рассчитать его на 5000 часов работы.

Масса поднимаемого груза $Q = 1000$ кг; момент инерции барабана и других деталей, вращающихся вместе с ним относительно оси вала 2: $J = 30$ Кгм². Моментом инерции вала 1 и посаженной на нём шестерни пренебречь. Потери мощности не учитывать. Принять, что в период разгона вал 1 вращается равноускоренно и через 2 сек. после включения приобретает рабочую скорость вращения $n = 960$ об/мин. Допускаемое напряжение материала вала 1 при расчёте по максимальным касательным напряжениям принять $[\sigma] = 100$ Мпа.



Порядок решения:

В период разгона вал 2 передаёт момент, равный сумме трёх моментов:

а) статического сопротивления поднимаемого груза $T_Q = Qg \cdot 0,5D_b$;

б) момента, расходуемого на разгон груза до заданной скорости $T_{Q_{ум}} = Qa \cdot 0,5D_b$;

в) момента, расходуемого на разгон вращающихся масс $T_{2_{ум}} = J_2 \cdot \varepsilon_2$.

Таким образом, $T = Qg \cdot 0,5D_b + Qa \cdot 0,5D_b + J_2 \varepsilon_2$.

Ускорение поступательного движения груза связано с угловым ускорением барабана зависимостью $a = \varepsilon_2 \cdot 0,5D_b$.

Угловое ускорение ε_2 вала 2 выражается через угловое ускорение вала 1: $\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \cdot D_1 / D_2 = \varepsilon_1 \cdot 200 / 800 = 0,25\varepsilon_1$.

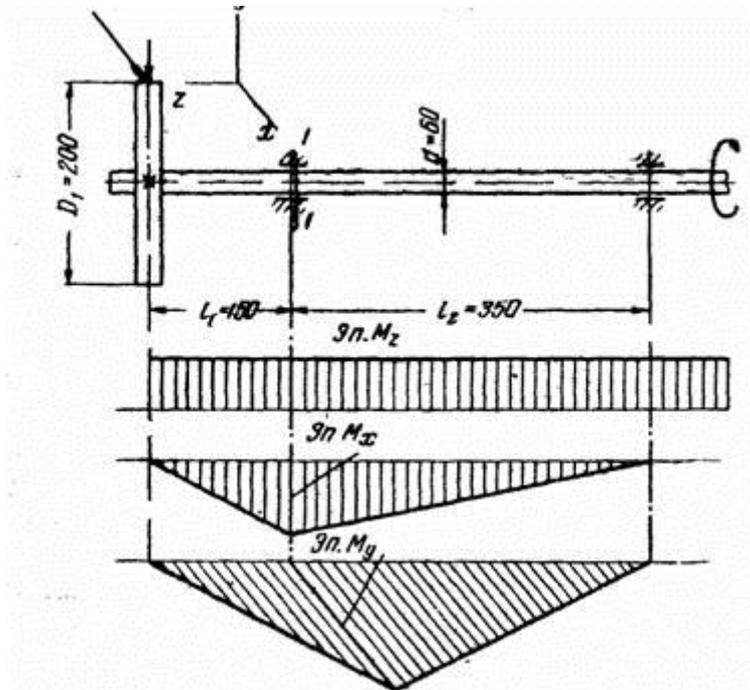
Угловое ускорение ε_1 вала 1 определяется из известного выражения

$$\varepsilon_1 = \omega_1 / t_{\text{нчск}}, \quad \omega_1 = \pi n_1 / 30 = 3,14 \cdot 960 / 30 = 100 \text{ рад/сек}$$

$$\varepsilon_1 = 100 / 2 = 50 \text{ рад/с}$$

$$\varepsilon_2 = 0,25 \cdot 50 = 12,5 \text{ рад/с}$$

Отсюда $T = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 0,6 + 1000 \cdot 12,5 \cdot (0,5 \cdot 0,6)^2 + 30 \cdot 12,5 = 4443 \text{ Нм}$



Окружная сила в зацеплении зубчатых колёс $F_t = T / 0,5 D_2 = 4443 / (0,5 \cdot 0,8) = 11107 \text{ Н}$

Радиальная сила в зацеплении $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 11107 \operatorname{tg} 20^\circ = 4043 \text{ Н}$

(α - угол зацепления равный 20°)

На рисунке показана расчётная схема вала 1 и последовательно эпюры:

крутящего момента от силы F_t . $M_k = F_t \cdot 0,5 D_1 = 1111 \text{ Нм}$,

изгибающего момента от силы F_r : $M_x = F_r l_1 = 4043 \cdot 0,15 = 607 \text{ Нм}$,

изгибающего момента от силы F_t : $M_y = F_t l_1 = 11107 \cdot 0,15 = 1666 \text{ Нм}$.

Эквивалентный момент под наиболее нагруженной опорой по гипотезе наибольших касательных напряжений

$$M_{\text{эке}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} = 2093 \text{ Нм}$$

Эквивалентное напряжение в сечении вала под подшипником

$\sigma_{\text{зкс}} = M_{\text{зкс}} / W$, где $W = \pi d^3 / 32$ - момент сопротивления сечения вала.

Окончательно получим $\sigma_{\text{зкс}} = 2093 \cdot 103 \cdot 32 / 3,14 \cdot 60^3 = 98,75 \text{ МПа} < [\sigma]$.

Суммарная нагрузка на левый

подшипник
$$F = \sqrt{\left[\frac{F_z (150 + 350)}{350} \right]^2 + \left[\frac{F_r (150 + 350)}{350} \right]^2} = 16885 \text{ Н}$$

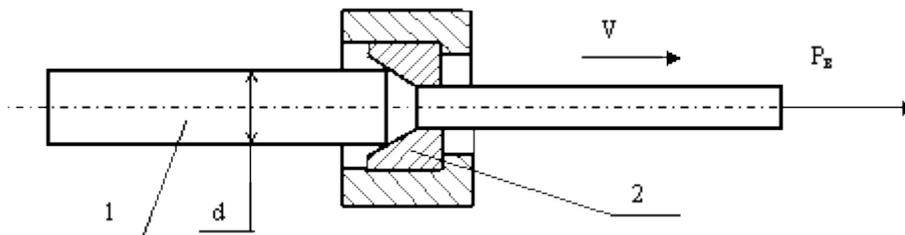
Требуемая грузоподъёмность

подшипника
$$C_d = F \cdot K_b \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60n}{10^6}} = 16885 \cdot 1,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{5000 \cdot 60 \cdot 710}{1000000}} = 121000 \text{ Н}$$

По каталогу подшипников выбираем роликоподшипник №7312, у которого динамическая грузоподъёмность 128000Н и внутренний диаметр 60мм. ($K_b=1,2$ – коэффициент безопасности, $L_h = 5000$ ч – срок службы)

Задача 50

Стальной пруток 1 диаметром « d » протягивается через волоку 2 силой волочения « P_B » со скоростью « V ». Определить скорость «отстрела» прутка в момент окончания волочения, принимая допущение, что потенциальная энергия его растяжения переходит в кинетическую энергию движения в направлении волочения. Учесть, что скорость "отстрела" складывается со скоростью волочения.



Исходные данные

P_B , кН	50	60	70	80	100	150	200	250	300
d , мм	10	12	13	15	16	20	25	30	35
V , м/с	1,7	1,7	1,6	1,6	1,5	1,5	1,2	1	1

Порядок решения:

В соответствии с условиями задачи запишем, что потенциальная энергия растяжения прутка силой волочения F_e равна кинетической энергии его движения в момент окончания процесса волочения:

$$W_p = W_k \text{ или } 0,5F_e\Delta l = 0,5mV_k^2, \text{ где } \Delta l = \frac{F_e l}{EA} - \text{ относительное удлинение}$$

прутка при волочении по закону Гука

E - модуль упругости материала прутка,

A - площадь поперечного сечения материала прутка,

V_k - скорость движения, приобретаемая прутком при снятии нагрузки растяжения.

$$V_k = 1,27 \frac{F_e}{d^2} \sqrt{\frac{1}{E\gamma}}$$

Решая уравнение, получим:

Где γ - удельный вес (плотность) материала прутка равна $7,85 \text{ г/см}^3$.

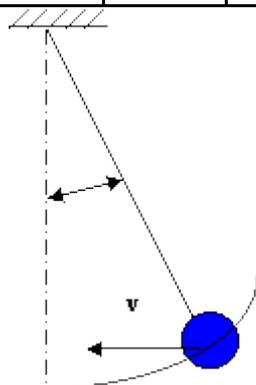
Полная скорость $V_n = V + V_k$.

Задача 51

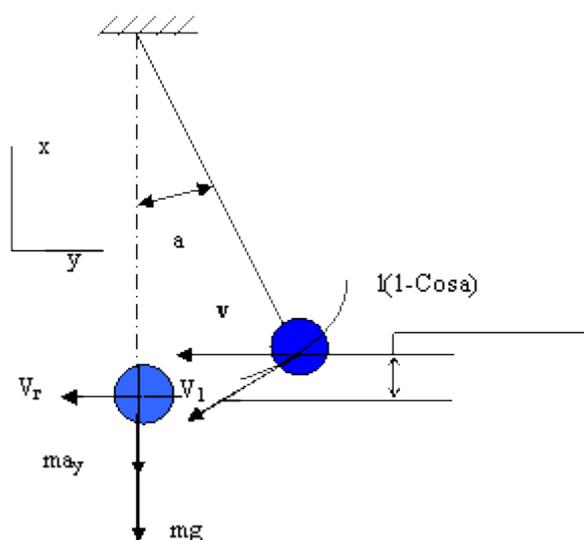
Для разрушения старых зданий часто используют передвижной кран, на стреле которого подвешен стальной шар массой M . Определить диаметр проволоки каната, на котором подвешивается шар из следующих условий:

- длина каната $L=5$ м.
- число проволок в канате N
- запас прочности каната на разрыв $K_3=6$
- угол отклонения шара от вертикали 45° .
- начальная скорость, сообщаемая шару $V=1 \text{ м/с}$.
- допускаемое напряжение растяжения материала проволоки каната 600 Мпа .

M , кг	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100
N , шт	48	48	64	64	80	96	112	128	144	160



Порядок решения:



Диаметр проволоки определится из уравнения прочности $[\sigma] = \frac{4Fk_3}{d^2 n \pi}$, т.е.

$$d \geq 2 \sqrt{\frac{Fk_3}{m[\sigma]}}$$

Сила натяжения каната определится из третьего закона Ньютона $F = ma_y + mg$ (сумма проекций на ось Y в вертикальном положении каната).

$a_y = V^2 / l$ - центробежное ускорение,

V_2 - горизонтальная (окружная) скорость шара, определяемая из условия сохранения энергии его движения $0,5mV_2^2 = 0,5mV_1^2 + mgl(1 - \text{Cos} \alpha)$

$$V_1 = \frac{V}{\cos \alpha} ; V^2_2 = \left(\frac{V}{\cos \alpha}\right)^2 + 2gl(1 - \cos \alpha) ,$$

$$F = m \left[\frac{\left(\frac{V}{\cos \alpha}\right)^2 + 2gl(1 - \cos \alpha)}{l} + g \right] ,$$

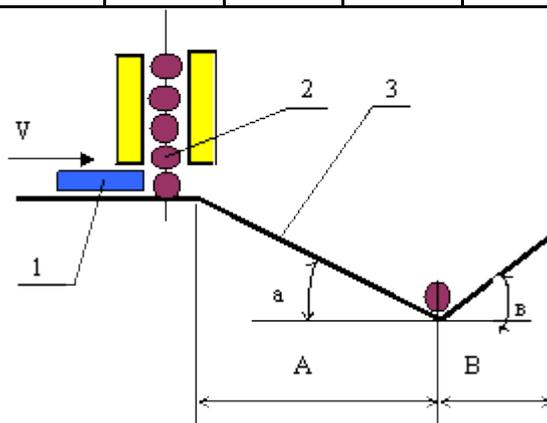
$$d \geq 2,257 \sqrt{m \left[\frac{\left(\frac{V}{\cos \alpha}\right)^2 + 2gl(1 - \cos \alpha)}{l} + g \right] k_1 \frac{1}{[\sigma]_n}}$$

где g - ускорение силы тяжести.

Задача 52

Дозатор автоматической линии 1 отсекает один обрабатываемый ролик 2 и со скоростью V отправляет его в желоб 3 на последующую обработку. Углы наклона желоба: $\alpha = 15^\circ$, $\beta = 45^\circ$. Размер желоба $A = 200$ мм. Определить минимальную длину желоба по размеру B , при которой ролик по инерции не выкатится за пределы желоба и вернётся в его центр. Принять скорость $V = 0,5$ м/с, коэффициент трения качения между роликом и поверхностью желоба $k = 0,0002$ м. Варианты диаметров ролика приведены в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

d, мм	10	12	15	18	20	22	25	30	35	40
-------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----



Порядок решения:

По закону сохранения энергии суммарная энергия ролика в нижней части желоба за вычетом работы сил трения на участке скатывания

должна равняться работе подъема ролика по крутой стенке желоба плюс работа сил трения на участке подъема, т.е.

$$0,5mV^2 + mgAtqa - F_{\text{тр}} \frac{A}{\cos a} = mgBtqb + F_{\text{тр}} \frac{B}{\cos b};$$

где $0,5mV^2$ - кинетическая энергия ролика в начале движения,

$mgAtqa$ - потенциальная энергия ролика в начале движения,

g - ускорение силы тяжести,

$F_{\text{тр}} = mg \frac{2k}{d} \cos a$ - сила трения при скатывании ролика, d - диаметр ролика,

$F_{\text{тр}} = mg \frac{2k}{d} \cos b$ - сила трения при подъеме ролика, k - коэффициент

трения.

$$B \geq \left[0,5V^2 + gA \left(tqa - \frac{2k}{d} \right) \right] \frac{1}{g \left(tqb - \frac{2k}{d} \right)}$$

Общее решение уравнений

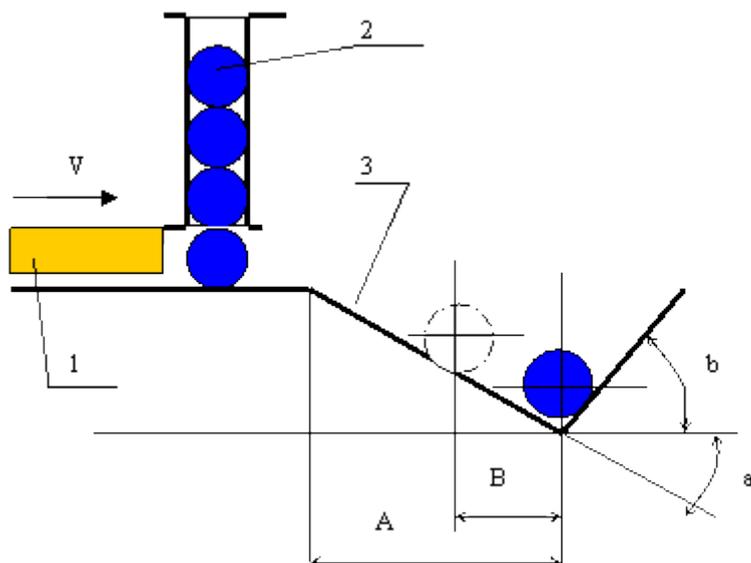
Задача 53

Дозатор 1 автоматической линии со скоростью $V=0,5$ м/с. отсекает один обрабатываемый ролик 2 и отправляет его в желоб 3 на последующую операцию. Углы наклона желоба $a=15^\circ$, $b=75^\circ$. Длина участка желоба $A=0,2$ м. После соударения со стенкой желоба ролик отскакивает на величину $B=0,02$ м. Определить контактное напряжение между стенкой желоба и роликом в момент соударения из следующих условий:

Ролик и желоб - стальные. Длина ролика $l=50$ мм. Коэффициент трения качения между роликом и желобом принять $k=0,0002$ м. Потерями на деформацию ролика и желоба в момент соударения - пренебречь.

Модуль упругости материала и его плотность принять $2 \cdot 10^5$ Мпа, и $7,8$ г/см³. Расчёт выполнить для одного из диаметров ролика, представленных в таблице.

D,мм.	10	15	20	25	30	35	40	45	50
-------	----	----	----	----	----	----	----	----	----



Порядок решения:

Кинетическая энергия вращения колеса должна быть равна работе сил

трения на его торможение, т.е. $\frac{J\omega^2}{2} = M_{\text{тр}}\varphi$, где J - момент инерции колеса, φ - угол поворота колеса до полной остановки.

Момент трения - $M_{\text{тр}} = Nfr$, где N - нормальная реакция силы веса колеса, равная массе стального колеса m на ускорение силы тяжести - g , f - коэффициент трения между колесом и осью, r - радиус оси.

$$0,5J\omega^2 = mgfr\varphi.$$

Число оборотов $n = \varphi / 2\pi$.

$$\text{Конечное решение } n = \frac{\omega^2(R^2 + r^2)}{8\pi gfr}.$$

Задача 54

При выполнении лабораторной работы по изучению цилиндрического зубчатого редуктора были замерены следующие параметры косозубой зубчатой передачи:

A - межцентровое расстояние,

z_1 - число зубьев шестерни,

z_2 - число зубьев колеса.

m_n - нормальный модуль зацепления равный 3.

Определить угол наклона зуба по делительной окружности. Передача без смещения.

Варианты чисел зубьев приведены в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

z_1	24	23	22	21	21	23	23	24	25	26
z_2	42	42	43	44	43	43	41	41	40	39

Порядок решения:

Межосевое расстояние зубчатой пары $A = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(m_T z_1 + m_T z_2)$;

$m_T = m_n / \pi$ - торцевой модуль зацепления. Известно, что нормальный модуль зацепления $m_n = m_T / \cos \beta$; и $P_T = P_n / \cos \beta$.

Подставляя значения, получим: $\beta = \arccos \frac{m_n}{2\pi A} (z_1 + z_2)$.

Задача 55

При выполнении лабораторной работы по изучению червячных редукторов были измерены следующие параметры некоррегированной червячной пары:

d_{a1} – наружный диаметр червяка, z_2 - число зубьев червячного колеса, z_1 - число витков червяка, m_s - осевой модуль червяка, A – межосевое расстояние.

Определить угол подъёма винтовой линии на червячном колесе γ , коэффициент диаметра червяка q , передаточное число пары u , диаметр впадин зубьев червячного колеса d_{f2} . Варианты замеренных данных приведены в таблице.

A , мм	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160
d_{a1}	70	70	70	60	60	60	80	80	80	80

z_1	1	2	4	1	2	4	1	2	4	4
z_2	52	52	52	54	54	54	32	32	32	32
m_s	5	5	5	5	5	5	8	8	8	8

Порядок решения:

Известно, что $d_{a1} = d_1 + 2m$, $d_1 = qm$, $m = F_T / \pi$. Отсюда, коэффициент

диаметра червяка $q = \frac{d_{a1} - 2F_T / \pi}{F_T / \pi}$.

Делительный угол подъёма винтовой линии

червяка $tq\gamma = \frac{F_T z_1}{\pi d_1} = \frac{z_1 F_T}{\pi \left(d_{a1} - 2 \frac{F_T}{\pi} \right)}$.

Передаточное число пары $u = z_2 / z_1$.

Диаметр впадин зубьев червячного колеса $d_{f1} = d_2 - 2,4m = m(z_2 - 2,4)$.

Задача 56

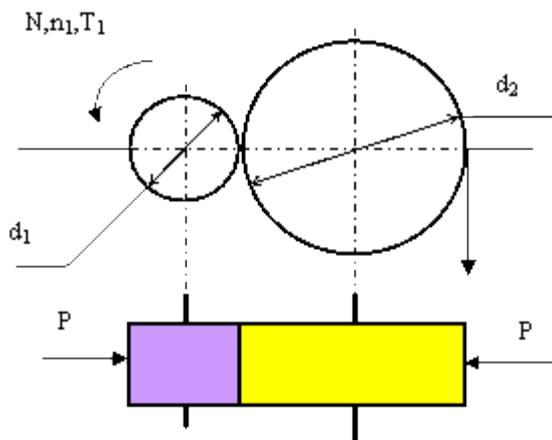
P_{T2}, V

$2, T_2$

В представленной на рис. фрикционной передаче известны: окружное усилие P_{T2} , окружная скорость $V_2 = 1,57$ м/с, диаметр катка $d_2 = 300$ мм, передаточное число $u = 2$, коэффициент трения между катками $f = 0,1$, допускаемое давление между катками $[\sigma]_n = 100$ Мпа, коэффициент упругого скольжения между валками $\varepsilon = 0,01$, коэффициент полезного действия передачи $\eta = 0,98$.

Определить силу прижатия катков P , ширину катков, мощность и частоту вращения привода. Значение окружной силы P_{T2} приведено в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

P_{T2}, H	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	2000
--------------------	-----	-----	------	------	------	------	------	------	------	------



Порядок решения:

Необходимая сила сжатия катков $P = \frac{P_{T2}}{f}$;

Ширина катков определится из формулы Герца для контактных напряжений

$$\sigma_{\kappa} = 0,418 \sqrt{q E_{\kappa\kappa} / \rho_{\kappa\kappa}} = 0,418 \sqrt{\frac{P E_{\kappa\kappa}}{0,5b(d_1 + d_2)}} ; \quad d_1 = \frac{d_2}{u} .$$

Отсюда
$$b \geq 0,35 \frac{P_{T2} E_{\kappa\kappa}}{[\sigma_{\kappa}]^2 d_2 \left(\frac{1}{u} + 1 \right)} .$$

Здесь $E = E_{\kappa\kappa} = 2 \cdot 10^5$ Мпа - модуль упругости материала катков.

Мощность привода $N_1 = T_1 \omega_1$.

$T_1 = P_{T2} \frac{0,5d_2}{u \eta}$ - крутящий момент на приводе.

Угловая скорость привода
$$\omega_1 = \frac{\omega_2 u}{1 + \varepsilon} = \frac{2V_2 u}{d_2 (1 + \varepsilon)} .$$

$$N_1 = \frac{P_{T2} V_2}{u^2 \eta (1 + \varepsilon)} ; \quad n_1 = \frac{V_2}{\pi d_2 u (1 + \varepsilon)} .$$

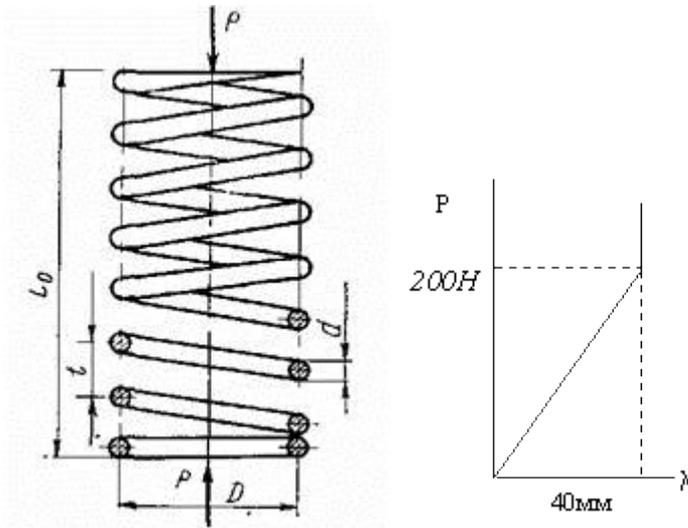
Задача 57

Спроектировать цилиндрическую пружину сжатия из проволоки круглого сечения. Характеристика пружины (зависимость осадки λ от

нагрузки) показана на рисунке. Индекс пружины $c = D/d = 5$; Модуль сдвига материала проволоки $G = 8 \cdot 10^4$ МПа;

Допускаемое напряжение на кручение материала проволоки $[\tau] = 230$ МПа; значение поправочного коэффициента k принять из таблицы.

C	4	5	6	7	8	9	10
k	1,42	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14



Порядок решения:

Напряжения в витках пружины вычисляются исходя из момента закручивания проволоки $T = P/0,5D$. Полярный момент сопротивления

прутка круглого сечения $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$. Отсюда напряжение кручения в витках

пружины $\tau_{\max} = k \frac{8P_{\max} D}{\pi d^3}$ или $\tau_{\max} = k \frac{8cP_{\max}}{\pi d^2}$, где k – коэффициент,

учитывающий кривизну витков и влияние поперечной силы в зависимости от индекса пружины $c = D/d$.

Принимая $k = 1,3$, при $c = 5$ (см. таблицу) получим $d \geq \sqrt{\frac{k8P_{\max}c}{\pi[\tau]}} = 12 \text{ мм}$.

Диаметр пружины $D = cd = 60$ мм.

Осадка пружины $\lambda = \frac{8PD^3z}{Gd^4} = 40 \text{ мм}$, отсюда необходимое число рабочих

ВИТКОВ $z = \frac{\lambda Gd^4}{8PD^3} = 19,2$.

Полное число витков $z_n = z + (1,5 - 2) = 21$

Минимальный зазор между витками пружины при полной нагрузке $\Delta = \frac{\lambda}{z}(0,1 - 0,2) = 0,3 \text{ мм}$.

Шаг пружины при максимальной нагрузке $t_c = \lambda/z + d + \Delta = 14,4 \text{ мм}$.

Длина пружины, сжатой до соприкосновения витков $L = (z_n - 0,5)d = 246 \text{ мм}$.

Длина ненагруженной пружины $L_0 = L + z(t_c - d) = 292 \text{ мм}$.

Длина пружины под нагрузкой равной P $L_1 = L_0 - \lambda = 252 \text{ мм}$.

Шаг пружины ненагруженной $t = (L_0 - d)/z = 14,6 \text{ мм}$.

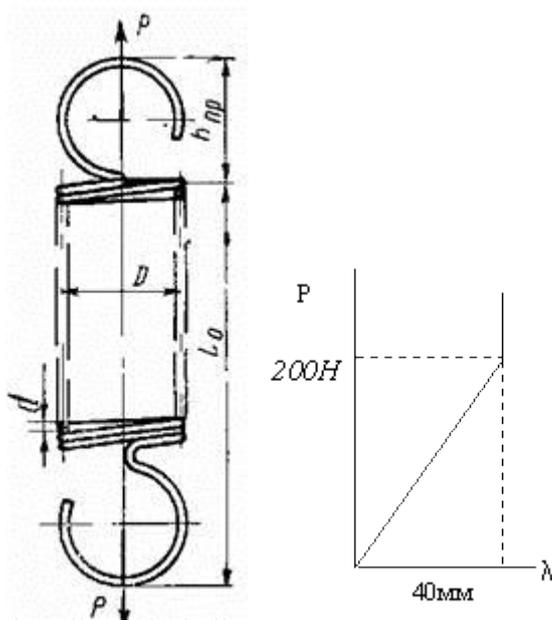
Длина проволоки для изготовления пружины $l = \frac{\pi D z_n}{\cos \alpha} \approx 3,2 D z_n = 4032 \text{ мм}$.

Задача 58

Спроектировать цилиндрическую пружину растяжения из проволоки круглого сечения. Характеристика пружины (зависимость осадки λ от нагрузки) показана на рисунке. Индекс пружины $c = D/d = 4$. Модуль сдвига материала проволоки $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$;

Допускаемое напряжение на кручение материала проволоки $[\tau] = 240 \text{ МПа}$; значение поправочного коэффициента k принять из таблицы.

C	4	5	6	7	8	9	10
k	1,42	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14



Порядок решения:

Напряжения в витках пружины вычисляются исходя из момента закручивания проволоки $T = P/0,5D$. Полярный момент сопротивления

прутка круглого сечения $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$. Отсюда напряжение кручения в витках

пружины $\tau_{\max} = k \frac{8P_{\max} D}{\pi d^3}$ или $\tau_{\max} = k \frac{8cP_{\max}}{\pi d^2}$, где k – коэффициент, учитывающий кривизну витков и влияние поперечной силы в зависимости от индекса пружины $c = D/d$.

Принимая $k = 1,42$, при $c = 4$ (см. таблицу)

получим $d \geq \sqrt{\frac{k8P_{\max}c}{\pi[\tau]}} = 3,5 \text{ мм}$.

Диаметр пружины $D = cd = 14 \text{ мм}$.

Осадка пружины $\lambda = \frac{8PD^3z}{Gd^4} = 40 \text{ мм}$, отсюда необходимое число рабочих

ВИТКОВ $z = \frac{\lambda Gd^4}{8PD^3} = 109,5$.

Шаг пружины $t = d = 3,5$ мм.

Полное число витков $z_n = z + (0,5-1)d = 110$

Длина пружины в свободном состоянии $L_0 = (z_n + 1)d = 388,5$ мм.

Длина пружины в свободном состоянии с зацепами $L = L_0 + 2h_{np} = 428$ мм.

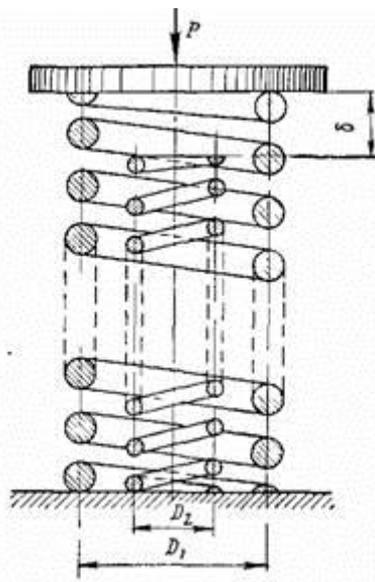
Длина зацепа $h_{np} = (1-2)D = 20$ мм.

Длина пружины при максимальной деформации $L_{\max} = L + \lambda = 468$ мм.

Задача 59

Две пружины вставлены одна в другую. До приложения к плите сила $P = 1200$ Н вторая пружина короче первой на $\delta = 20$ мм. Найти наибольшие касательные напряжения τ_{\max} и вычислить перемещение плиты при следующих условиях:

Средние диаметры пружин равны соответственно $D_1 = 200$ мм, $D_2 = 100$ мм. Диаметры проволоки пружин $d_1 = 20$ мм, $d_2 = 10$ мм. Число витков $z_1 = 15$, $z_2 = 10$. Модуль сдвига материала проволоки $G = 8 \cdot 10^4$ МПа. Коэффициент приведения k в зависимости от индекса пружины $c = D/d$ принять по таблице



Порядок решения:

Если при рабочей нагрузке плита опустится на величину меньшую или равную δ , то сжиматься будет лишь большая пружина, и задача в этом случае статически определима. Если перемещение плиты больше δ , то сжимаются обе пружины и система статически неопределима. Выясним прежде всего характер работы данной системы: найдём силу P_0 , необходимую для сжатия первой пружины на $\delta = 20$ мм и сопоставим эту силу с заданной.

$$\delta = \frac{8P_0 D_1^3 z_1}{Gd^4}, \quad \text{откуда} \quad P_0 = \frac{\delta G d_1^4}{8 D_1^3 z_1} = 534 \text{ Н.}$$

Следовательно при действии силы $P = 1200$ Н нагружены обе пружины. При этом осадка первой пружины λ_1 на δ больше осадки второй пружины λ_2 .

$$\text{Уравнение перемещений} \quad \lambda_1 - \lambda_2 = \delta = 20 \text{ мм.}$$

$$\text{Уравнение равновесия сил} \quad P_1 + P_2 = P = 1200 \text{ Н}, \quad \text{или} \quad P_1 = 1200 \text{ Н} - P_2.$$

Совместное решение данных уравнений даёт: $P_1 = 800$ Н, $P_2 = 400$ Н.

Определяем максимальные касательные напряжения в пружинах

$$\tau_{1\max} = \frac{k_1 8 P_1 D_1}{\pi d_1^3} = 58 \text{ МПа}, \quad \text{где } k_1 = 1,14 \text{ (по таблице при } c = 10)$$

$$\tau_{2\max} = \frac{k_2 8 P_2 D_2}{\pi d_2^3} = 116 \text{ МПа}, \quad \text{где } k_2 = 1,14 \text{ (по таблице при } c = 10).$$

Определяем перемещение плиты, равное осадке первой пружины

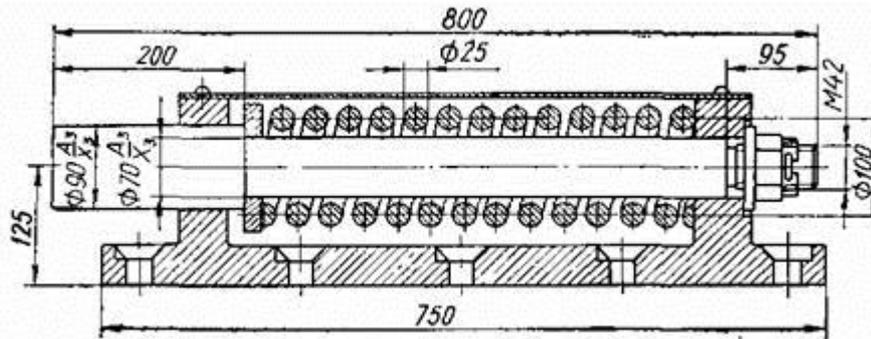
$$\lambda_1 = \frac{8 P_1 D_1^3 z_1}{G d_1^4} = 60 \text{ мм.}$$

Задача 60

Гружёная тележка массой 42000 кг останавливается, ударяясь в два неподвижных буфера, показанных на рисунке. Допускаемое касательное напряжение в витках пружин $[\tau] = 500$ МПа. Пружина имеет 12 рабочих витков и предварительно подтянута на 10 мм. Наименьший зазор между

витками 3 мм. Индекс пружины $c = D/d = 100/25 = 4$, поправочный коэффициент $k = 1,38$. Модуль упругости материала проволоки $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Определить допускаемую скорость тележки в момент удара и вычислить высоту пружины в свободном состоянии.



Порядок решения:

Допускаемое продольное усилие в пружине (см. решение предыдущей задачи 59)

$$[F] = \frac{\pi d^3 [\tau]}{8 D k} = \frac{3,14 \cdot 25^3 \cdot 500}{8 \cdot 100 \cdot 1,38} = 22220 \text{ Н.}$$

Осадка пружины
$$\lambda = \frac{8 P D^3 z}{G d^4} = \frac{8 \cdot 22220 \cdot 100^3 \cdot 12}{8 \cdot 10^4 \cdot 25^4} = 68 \text{ мм.}$$

Жёсткость пружины
$$C = P / \lambda = 22220 / 68 = 326,8 \text{ Н/мм.}$$

Согласно условию задачи предварительная деформация пружины $\lambda_0 = 10$ мм.

При изменении деформации от λ_0 до λ каждая из двух пружин поглощает половину кинетической энергии тележки, т.е. работа сжатия пружин уменьшает кинетическую энергию тележки до нуля. Обозначив массу тележки - m и скорость её движения - v , пренебрегая потерями на

трение, получим равенство
$$C \cdot \frac{\lambda^2 - \lambda_0^2}{2} = 0,5 \cdot \frac{mv^2}{2},$$
 откуда

$$v = \lambda \cdot \sqrt{\frac{2C}{m} \left(1 - \frac{\lambda_0^2}{\lambda^2}\right)} = 68 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 326,8 \cdot 10^3}{42000} \left(1 - \frac{100}{4624}\right)} = 265 \text{ мм/с} = 15,9 \text{ м/мин.}$$

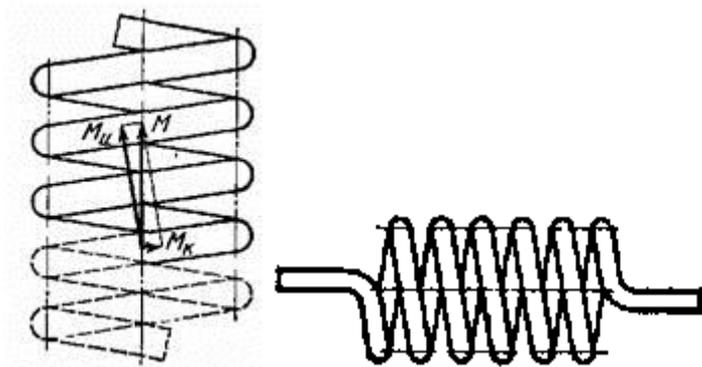
При заданном наименьшем зазоре между витками 3 мм необходимая в свободном состоянии высота пружины

$$H = z(d + 3) + d + \lambda = 12 \cdot (23 + 3) + 25 + 68 = 430 \text{ мм}.$$

Задача 61

Спроектировать цилиндрическую пружину кручения из проволоки круглого сечения. Максимальный момент $M_k = 5000$ Нмм, необходимый угол закручивания $\alpha = 180^\circ$, допускаемое напряжение изгиба материала проволоки $[\sigma]_u = 500$ МПа, индекс пружины $c = D/d = 8$, (где d – диаметр проволоки, D – средний диаметр пружины). Модуль упругости материала пружины $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. Коэффициент, учитывающий кривизну прутка

вычислить по формуле $k = \frac{4c - 1}{4c - 4}$.



Порядок решения:

При нагружении пружины в каждом её сечении действует момент M , равный внешнему закручивающему моменту. Этот момент направлен вдоль оси пружины и раскладывается на момент $M_u = M \cos \alpha$ – изгибающий виток и крутящий момент $M_k = M \sin \alpha$ (α – угол подъёма витка). При расчёте пружины на кручение нас интересует напряжение изгиба, которое получается от закручивания и вычисляется по

формуле $\sigma_{\max} = \frac{M_k}{W_u}$, где $W_u = \frac{\pi d^3}{32}$ – момент сопротивления изгибу сечения

проволоки, $k = \frac{4c - 1}{4c - 4} = \frac{4 \cdot 8 - 1}{4 \cdot 8 - 4} = 1,11$ – коэффициент учитывающий кривизну прутка. Подставляя значения, получим требуемый диаметр проволоки

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_k}{[\sigma]_w \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,11 \cdot 5000}{500 \cdot 3,14}} = 4,8 \text{ мм.}$$

Принимаем проволоку диаметром 5мм.

Средний диаметр пружины $D = cd = 8 \cdot 5 = 40 \text{ мм.}$

Угол закручивания пружины (рад) может быть определён как угол взаимного упругого наклона концевых сечений бруса длиной L , (равной суммарной длине витков пружины), под действием чистого изгиба

$$\varphi = \frac{ML}{EJ}, \quad \text{где } L = \pi Dz - \text{длина пружины, } J = \frac{\pi d^4}{64} - \text{момент инерции}$$

сечения проволоки, z – рабочее число витков пружины. Преобразовывая угол закручивания в градусы, определяем необходимое количество витков пружины

$$z = \frac{\alpha EJ}{180 DM} = \frac{180 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 5^4}{180 \cdot 40 \cdot 5000 \cdot 64} = 31,2$$

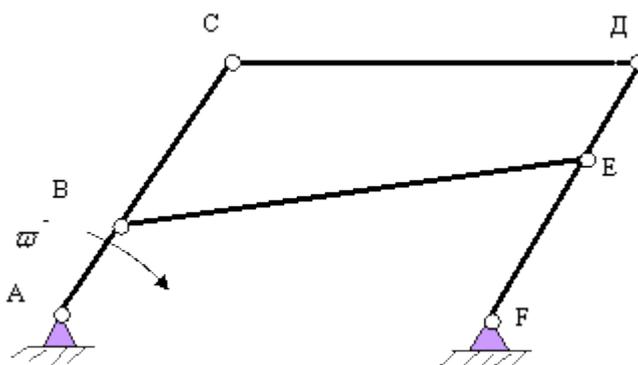
Шаг витков пружины $t = d + 0,5 \text{ мм} = 5,5 \text{ мм.}$

Высота пружины из принимаемого зазора между витками 0,5 мм,

$$H = z \cdot (d + 0,5) = 31 \cdot 5,5 = 170,5 \text{ мм.}$$

Задача 62

Определить степень подвижности, представленного на рисунке пятизвенного механизма. Все звенья соединены шарнирно. Звено $AC = DF$. Звено $CD = AF$. Улучшить схему механизма.



Порядок решения:

Имеем плоский 5-тизвенный шарнирный механизм, степень подвижности которого определяется по формуле: $W = 3n - 2P_5 - P_4$, где $n = 4$ - число подвижных звеньев, $P_5 = 6$ - число кинематических пар пятого класса, $P_4 = 0$ - число кинематических пар четвертого класса.

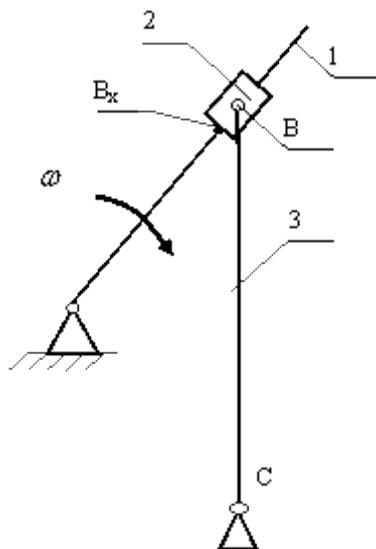
$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0.$$

Вывод - представленный механизм имеет нулевую степень подвижности, т.е. работать не может. Механизм сможет работать, если звено BE выполнить параллельно звену CD .

Задача 63

Построить план скоростей 4-звенного механизма с тремя вращательными и одной поступательной парой. Ведущее звено 1 связано с ползуном 2 в поступательную пару. Звено 3 связано с ползуном 2 во вращательную пару. Известны: Угловая скорость " ω " звена 1, размеры: AB , BB_x , BC .

Порядок решения:



Составим уравнения движения звеньев в векторной форме: $\vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}$

; $\vec{V}_B = \vec{V}_{Bx} + \vec{V}_{Bx}$.

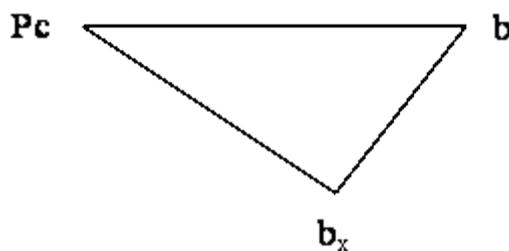
Точки A и C неподвижны и ставим их в полюс P .

Проводим из полюса вектор P_{Bx} , т. е. вектор \ddot{V}_{Bx} перпендикулярно звену

$$\frac{\ddot{P}_{bx} * \omega}{\mu_V} = \frac{\ddot{V}_{Bx}}{\mu_V}$$

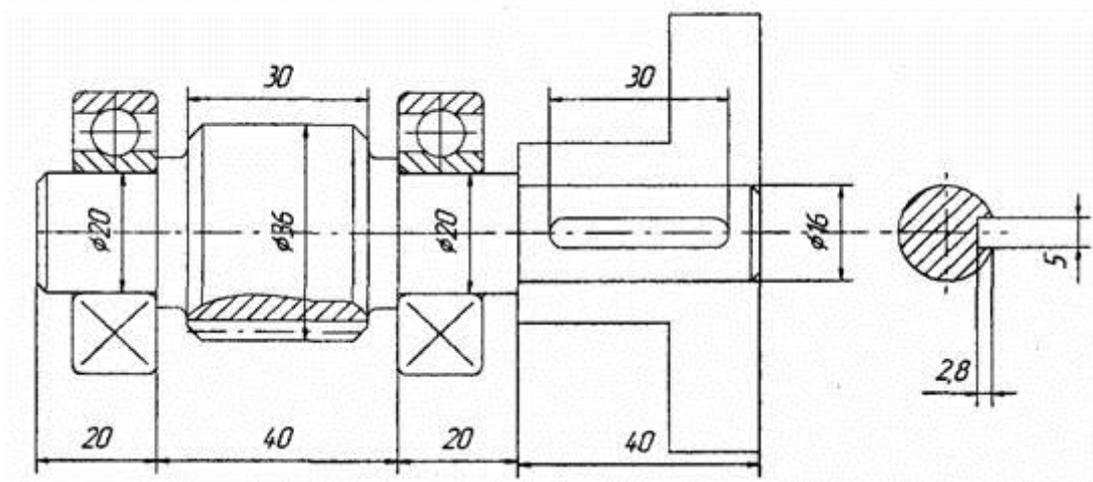
1. Длина вектора $\frac{\ddot{P}_{bx} * \omega}{\mu_V}$; где μ_V - масштаб скорости. К концу вектора \ddot{P}_{bx} пристраиваем направление вектора $b_x b$ параллельно звену AB . Из полюса проводим направление вектора \ddot{P}_b перпендикулярно звену CB . Пересечение векторов \ddot{P}_b и $b b_x$ даёт на плане скоростей

точку b . Получили: $b b_x = \frac{\ddot{V}_{Bx}}{\mu_V}$; $P_b = \frac{V_B}{\mu_V}$.

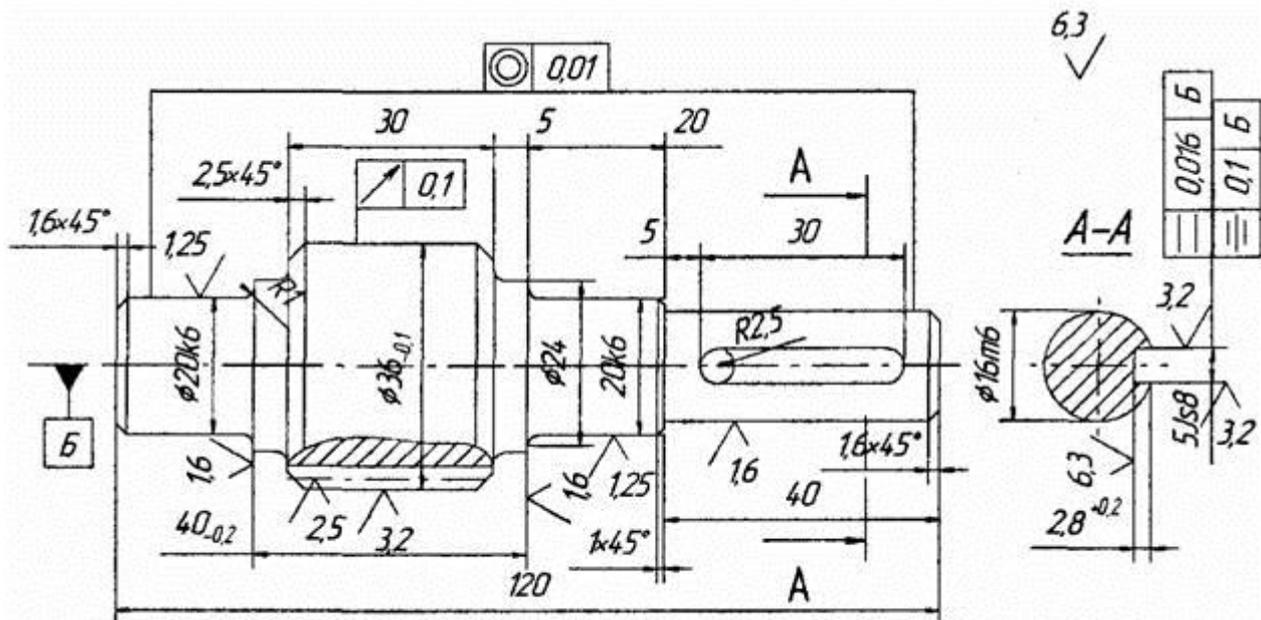


Задача 64

Приведен рисунок вала-шестерни редуктора. Назначить посадки и отклонения размеров, назначить шероховатость обрабатываемых поверхностей, ввести допуски формы и расположения геометрических элементов.



Решение:



Термообработка HB 260-290
 Неуказанные предельные отклонения H14; h14 ; +/- IT14/2