

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ
ФГБОУ ВПО КОСТРОМСКАЯ ГСХА

Кафедра деталей машин

**ДЕТАЛИ МАШИН
И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
ПРИМЕРЫ РАСЧЁТОВ**

Учебно-методическое пособие
для студентов агроинженерных специальностей
очной и заочной форм обучения

*2-е издание,
переработанное и дополненное*

КОСТРОМА
КГСХА
2011

УДК 621.81
ББК 34.44
Д 38

Составители: сотрудники кафедры деталей машин Костромской ГСХА к.т.н., профессор *С.П. Скрипкин*, к.т.н., зав. кафедрой *С.В. Курилов*.

Рецензент: к.т.н., зав. кафедрой тракторов и автомобилей Костромской ГСХА *А.М. Молодов*.

*Рекомендовано к изданию методической комиссией
факультета механизации сельского хозяйства,
протокол № 11 от 2 сентября 2011 г.*

Д 38 **Детали машин и основы конструирования. Примеры расчётов:** учебно-методическое пособие для студентов агроинженерных специальностей очной и заочной форм обучения / сост. С.П. Скрипкин, С.В. Курилов. — 2-е изд., перераб. и доп. — Кострома : КГСХА, 2011. — 158 с.
ISBN 978-5-93222-210-2

В издании приведены примеры расчётов, вызывающие наибольшие трудности в выполнении расчётно-графических работ, при курсовом проектировании, а также в конструкторских расчётах дипломных проектов.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов специальностей 110301.65 «Механизация сельского хозяйства», 110303.65 «Механизация переработки сельскохозяйственной продукции», 110304.65 «Технология обслуживания и ремонта машин в агропромышленном комплексе», 190601.65 «Автомобили и автомобильное хозяйство» очной и заочной форм обучения.

УДК 621.81
ББК 34.44

ISBN 978-5-93222-210-2

© ФГБОУ ВПО Костромская ГСХА, 2010
© ФГБОУ ВПО Костромская ГСХА, 2011, испр. и доп.
© С.П. Скрипкин, С.В. Курилов, составление, 2011
© Оформление, РИО КГСХА, 2011

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	4
1. Основы конструирования	5
1.1. Примеры проектирования оси грузоподъёмной машины.....	5
1.2. Расчёт грузовой скобы.....	10
2. Соединения	16
2.1. Расчёт реакций в узлах настенного кронштейна	16
2.2. Расчёт стрелы.....	19
2.3. Расчёт подкоса	20
2.4. Расчёт стойки.....	21
2.5. Расчёт сварного шва.....	23
2.6. Расчёт группы болтов (шпилек)	24
2.7. Расчёт прессового соединения.....	27
3. Передачи	29
3.1. Расчёт клиноременной передачи	29
3.2. Расчёт цепной передачи	35
3.3. Расчёт закрытой цилиндрической зубчатой передачи	41
3.4. Расчёт закрытой конической зубчатой передачи.....	50
3.5. Расчёт закрытой червячной передачи	57
3.6. Расчёт передачи винт-гайка	64
3.7. Расчёт дополнительных элементов в передаче винт-гайка	82
4. Пружины	90
4.1. Расчёт быстроходной пружины подвески автомобиля	90
4.2. Расчёт тихоходной пружины сжатия	95
5. Подъёмно-транспортные машины	97
5.1. Расчёт механизма подъёма с ручным приводом.....	97
5.2. Проектирование механизма подъёма с электрическим приводом.	112
5.3. Расчёт стоек стола станка.....	128
5.4. Пример расчёта ленточного транспортера	132
Список использованных источников	144
Приложение	145

ПРЕДИСЛОВИЕ

Целью учебно-методического пособия является помощь студентам в освоении разделов курса «Детали машин и основы конструирования». Приведены примеры расчётов, вызывающие наибольшие трудности при выполнении расчётно-графических работ, при курсовом проектировании, а также в конструкторских расчётах дипломных проектов.

В некоторых разделах приведена методика проверки расчётов с помощью компьютера с целью получения оптимального решения поставленных задач.

Справочные материалы в издании размещены как непосредственно в решаемые примеры, так и в виде ссылок на литературные источники. Структура учебно-методического пособия соответствует разделам курса «Детали машин и основы конструирования». Дополнительно включен раздел «Подъёмно-транспортные машины».

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов специальностей 110301.65 «Механизация сельского хозяйства», 110303.65 «Механизация переработки сельскохозяйственной продукции», 110304.65 «Технология обслуживания и ремонта машин в агропромышленном комплексе», 190601.65 «Автомобили и автомобильное хозяйство» очной и заочной форм обучения.

1. ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

В разделе «Основы конструирования» студенты знакомятся с правилами определений допускаемых напряжений, выбора материалов для изготовления деталей механизмов. Примеры предусматривают расчёты на статическую, контактную и усталостную прочность.

1.1. Примеры проектирования оси грузоподъёмной машины

Расчёт на статическую прочность (вариант № 1)

Ось неподвижна, колесо вращается на цапфе оси с использованием подшипника скольжения (рис. 1.1).

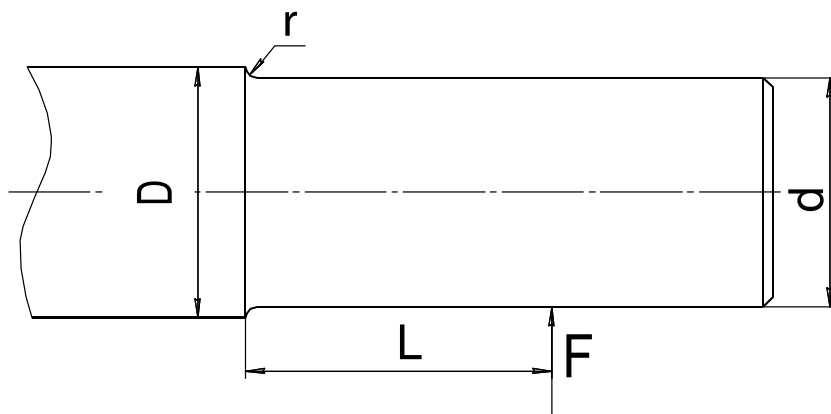


Рис. 1.1. Схема оси грузоподъёмной машины

Исходные данные:

$D = 68$ мм; $d = 60$ мм; $L = 80$ мм; $r = 3,5$ мм; $F = 35$ кН.

Проверить на прочность неподвижную ось грузоподъёмной машины. Расчёт проводим как проверочный. Материал оси — Сталь 40ХН. Находим временное сопротивление и предел текучести для этой стали [1, с. 117]: $\sigma_B = 920$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа.

Уравнение прочности по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{из} = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma_{из}],$$

где M — изгибающий момент, Н·мм;

W_x — осевой момент сопротивления сплошного круглого сечения, мм³.

Вычисляем напряжения изгиба:

$$\sigma_{из} = \frac{F L}{0,1 d^3} = \frac{35 \cdot 10^3 \cdot 80}{0,1 \cdot 60^3} \approx 130 \text{ МПа.}$$

Определяем допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_{из}] = \frac{K_d \sigma_T}{K_\sigma [s]}, \quad (1.1)$$

где K_d — коэффициент масштабного фактора;

K_σ — коэффициент концентрации нагрузки.

По данным таблицы 1.1, используя метод интерполяции, находим значение $K_d = 0,68$.

Таблица 1.1. Значение K_d в зависимости от диаметра вала

Материал	Значение K_d при диаметре вала, мм							
	15	20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая сталь	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
Легированная сталь	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Для определения значения K_σ предварительно находим отношение $\frac{r}{d} = \frac{3,5}{60} = 0,058$ и отношение $\frac{D}{d} = \frac{68}{60} = 1,13$.

По данным таблицы 1.2 находим значение $K_\sigma = 1,8$.

Таблица 1.2. Значение K_σ для осей с галтелями

$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	K_σ при σ_B МПа			
		600	700	800	1000
До 1,2	0,02	2,34	2,51	2,68	3,10
	0,04	1,92	1,97	2,05	2,22
	0,06	1,71	1,76	1,79	1,84
	0,08	1,56	1,59	1,62	1,64
	0,10	1,48	1,51	1,52	1,54
	0,20	1,27	1,30	1,32	1,34

Допускаемое значение коэффициента запаса прочности находим дифференциальным способом:

$$[s] = [s_1][s_2][s_3], \quad (1.2)$$

где $[s_1]$ — коэффициент, учитывающий точность определения действующих нагрузок и расчётов. Из диапазона $1 \dots 1,5$ принимаем $[s_1] = 1,2$;

$[s_2]$ — коэффициент, учитывающий однородность материала. Из диапазона для проката $1,2 \dots 1,5$ принимаем $[s_2] = 1,3$;

$[s_3]$ — коэффициент, учитывающий фактор безопасности. Из диапазона $1 \dots 1,5$ принимаем $[s_3] = 1,3$.

Подставляем полученные значения в формулу (1.2):

$$[s] = 1,2 \cdot 1,3 \cdot 1,3 = 2,03.$$

По формуле (1.1) находим допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_H] = \frac{0,68 \cdot 750}{1,8 \cdot 2,03} = 139,6 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется, т.к.

$$\sigma_u = 130 \text{ МПа} < [\sigma_u] = 139,6 \text{ МПа}.$$

Расчёт на усталостную прочность (вариант № 2)

По данным варианта № 1 считаем, что ось вращается вместе с колесом. Расчёт ведем по переменным напряжениям изгиба как проверочный. Условие работоспособности определяется уравнением коэффициента запаса прочности по нормальным переменным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_F K_d} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [S] = 1,3 \dots 1,5, \quad (1.3)$$

где σ_{-1} — предел неограниченной выносливости [1, с. 335]:

$$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,55) \sigma_B = 0,5 \cdot 920 = 460 \text{ МПа};$$

K_σ — коэффициент концентрации нагрузки (по данным предыдущих расчётов $K_\sigma = 1,8$);

K_F — коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности. Обработка поверхности цапфы, работающей как составляющая часть подшипника скольжения, требует высокой чистоты поверхности, меньшей, чем $R_z \leq 20$ мкм, т.е. $K_F = 0,9$ [1, с. 336];

σ_a — амплитудное значение колебания напряжений. Для симметричного цикла $\sigma_a = \sigma_u = 130$ МПа (ранее подсчитанное значение);

ψ_σ — степень чувствительности материала к постоянной составляющей цикла. Для высокопрочной стали с $\sigma_B = 920$ МПа выбираем $\psi_\sigma = 0,1$ [1, с. 334, табл. 11.11];

σ_m — постоянная составляющая цикла. Поскольку напряжение изменяется по симметричному циклу, то $\sigma_m = 0$.

Возвращаясь к формуле (1.3), определяем запас прочности по нормальным переменным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{460}{\frac{1,67}{1,0 \cdot 0,68} 130 + 0,15 \cdot 0} = 1,34.$$

Условие прочности выполняется, т.к.

$$S_\sigma = 1,34 > [S_\sigma] = 1,3.$$

Расчёт на контактную прочность (вариант № 3)

По данным варианта № 1 проектируем колесо на роликовых телах качения, т.е. устанавливаем между ступицей и цапфой ролики, размеры которых назначаем сами (рис. 1.2).

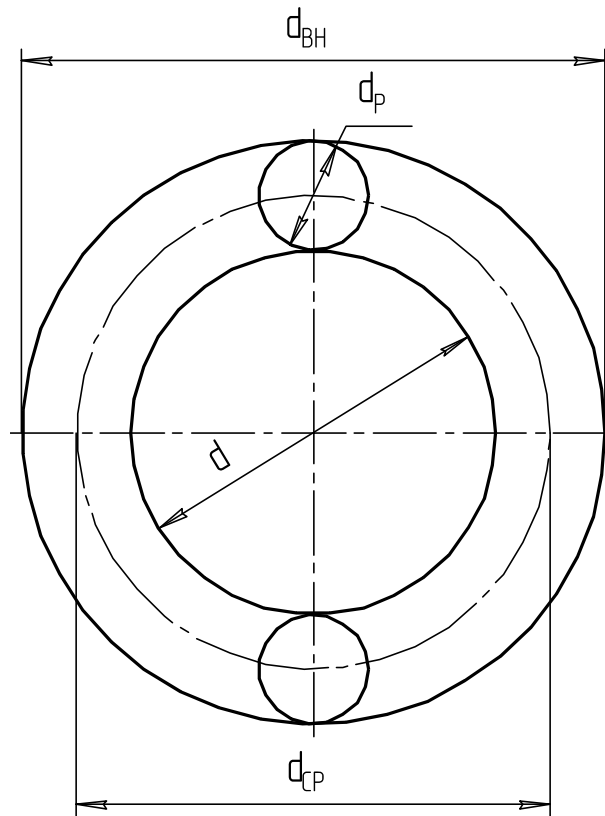


Рис. 1.2. Схема для определения количества роликов в подшипнике

Диаметр ролика к диаметру цапфы определяется как

$$d_p = 0,25d = 0,25 \cdot 60 = 15 \text{ мм.}$$

Диаметр ролика принимаем $d_p = 15$ мм. Длину ролика с учетом длины цапфы принимаем $l_p = 100$ мм.

Определяем количество роликов, которые можно разместить в зазоре между цапфой и отверстием в ступице колеса. Средний диаметр расположения центров роликов составит

$$d_{CP} = d + d_{ш} = 60 + 15 = 75 \text{ мм.}$$

Тогда количество роликов, которое можно разместить в зазоре, составит

$$z'_p = \frac{\pi d_{CP}}{d_{ш}} = \frac{3,14 \cdot 75}{15} = 15,7 \text{ шт.}$$

Принимаем число роликов $z_p = 15$ шт.

По данным проектирования подшипников качения установлено, что радиальная нагрузка передается на четвертую часть от общего количества роликов в подшипнике. То есть рабочее число роликов, передающих нагрузку, составит

$$z_P = \frac{z}{4} = \frac{15}{4} = 3,75 \text{ шт.}$$

Контактное напряжение находится по формуле Герца

$$\sigma_H \approx 0,418 \sqrt[2]{\frac{q E_{\text{ПР}}}{\rho_{\text{ПР}}}} \leq [\sigma_H], \quad (1.4)$$

где q — удельная нагрузка, передаваемая роликами:

$$q = \frac{F}{z_P l_P} = \frac{35 \cdot 10^3}{3,75 \cdot 100} = 93,3 \text{ Н/мм};$$

$E_{\text{ПР}}$ — приведённый модуль упругости. Т. к. материал роликов и оси одинаков, то для легированных сталей

$$E_{\text{ПР}} = E_1 = E_2 = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

$\rho_{\text{ПР}}$ — приведённый радиус, мм;

$[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение, МПа.

Считаем для более опасного случая — выпуклая беговая дорожка внутреннего кольца и выпуклая поверхность ролика, т.е. в знаменателе берем знак «+»

$$\rho_{\text{ПР}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2} = \frac{7,5 \cdot 30}{7,5 + 30} = 6,0 \text{ мм.}$$

Для материала Сталь 40ХН с объемной закалкой $[\sigma_H]$ подсчитываем по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}^0}{S_H}, \quad (1.5)$$

где $\sigma_{H \lim}^0$ — значение предела длительной выносливости, МПа:

$$\sigma_{H \lim}^0 = 18 HRC + 150;$$

HRC — твердость рабочей поверхности роликов и цапфы. В нашем случае, по рекомендации [1, с. 119], $HRC = 50$;

S_H — коэффициент безопасности по контактным напряжениям. В нашем случае $S_H = 1,1$.

Возвращаясь к формуле (1.5), получаем

$$[\sigma_H] = \frac{18 HRC + 150}{S_H} = \frac{18 \cdot 50 + 150}{1,1} = 955 \text{ МПа.}$$

Подставляем в формулу Герца (1.4) числовые значения:

$$\sigma_H \approx 0,418 \sqrt{\frac{93,3 \cdot 2,2 \cdot 10^5}{6,0}} = 755 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется, т.к.

$$\sigma_H = 755 \text{ MPa} < [\sigma_H] = 955 \text{ MPa}.$$

1.2. Расчёт грузовой скобы

Спроектировать грузовую скобу (рис. 1.3) по следующим данным:

- грузоподъемность $F = 32$ кН (3,2 тонны);
- материал проектируемых деталей — Сталь 25.

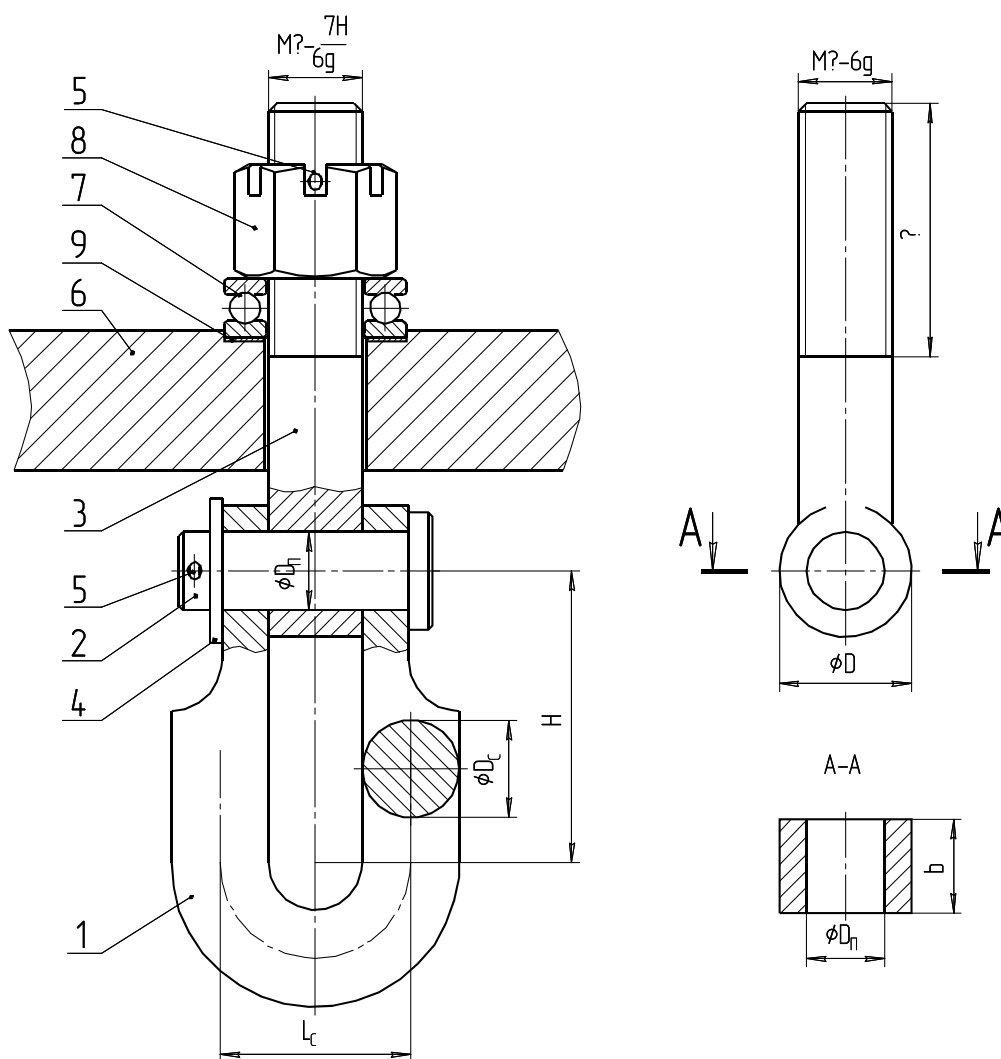


Рис. 1.3. Схема грузовой скобы:

- 1 — скоба; 2 — палец; 3 — подвес; 4 — шайба; 5 — шплинт; 6 — траверса;
7 — подшипник упорный; 8 — гайка; 9 — шайба установочная

Находим предел текучести и временное сопротивление Стали 25 [1, с. 117]: $\sigma_T = 280$ МПа, $\sigma_B = 460$ МПа.

Определяем допускаемые напряжения растяжения и изгиба для этой стали

$$[\sigma_P] = [\sigma_H] = \frac{\sigma_T}{[s_0]},$$

где $[s_0]$ — общий коэффициент запаса прочности, определяемый дифференциальным способом:

$$[s_0] = [s_1] [s_2] [s_3],$$

$[s_1]$ — коэффициент запаса прочности, учитывающий точность определения действующих нагрузок и расчётов. Для расчётов средней точности выбирается из диапазона 1,2...1,6. Принимаем $[s_1] = 1,4$;

$[s_2]$ — коэффициент запаса прочности, учитывающий однородность материала. Для стального проката выбирается из диапазона 1,2...1,6. Принимаем $[s_2] = 1,4$;

$[s_3]$ — коэффициент запаса прочности, учитывающий ответственность изделия. Выбирается из диапазона 1...1,5. Ввиду возможности травматизма принимаем $[s_3] = 1,4$.

Вычисляем общий коэффициент запаса прочности:

$$[s_0] = 1,4 \cdot 1,4 \cdot 1,4 = 2,74.$$

Находим допускаемые напряжения растяжения и изгиба:

$$[\sigma_P] = [\sigma_H] = \frac{280}{2,74} = 102 \text{ МПа}.$$

Определяем предварительное значение внутреннего диаметра резьбы:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_P]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 32000}{102 \pi}} = 20,01 \text{ мм}.$$

Определим стандартный размер резьбы.

По таблице П8 приложения находим, что ближайшей резьбой с крупным шагом является метрическая резьба М24:

- наружный диаметр $d = 24 \text{ мм},$
- внутренний диаметр $d_1 = 20,75 \text{ мм},$
- средний диаметр $d_2 = 20,05 \text{ мм},$
- шаг резьбы $P = 3 \text{ мм}.$

Определяем угол подъёма нарезки резьбы:

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi d_2}\right) = \arctg\left(\frac{3}{22,05\pi}\right) = 2,48^\circ.$$

Определяем диаметр пальца подвеса:

$$D_{\Pi} \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi z [\tau_{CP}]}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 32000}{\pi \cdot 2 \cdot 61,2}} = 18,25 \text{ мм},$$

где z — число плоскостей среза. В нашем случае $z = 2$;

$[\tau_{CP}]$ — допускаемое напряжение среза, МПа. Принимаем по рекомендации
 $[\tau_{CP}] = (0,6 \dots 0,65) [\sigma_p] = 0,6 \cdot 102 = 61,2 \text{ МПа}.$

Руководствуясь таблицей номинальных линейных размеров (см. табл. П5 приложения), принимаем диаметр пальца равным $D_{\Pi} = 20 \text{ мм}.$

Определяем размеры b и D в сечении А – А.

По технологическим соображениям размер b примем равным наружному диаметру резьбы подвеса, то есть $b = d = 24 \text{ мм}.$ Размер D найдем по допускаемым напряжениям растяжения, предварительно определив необходимую площадь сечения:

$$A = \frac{F}{[\sigma_p]} = \frac{32000}{102} = 314 \text{ мм}^2.$$

Сечение А – А образовано прямоугольником с расположенным в середине отверстием под палец, то есть $A = (D - D_{\Pi})b$. Решение этого уравнения относительно D дает выражение:

$$D = \frac{A}{b} + D_{\Pi} = \frac{314}{24} + 20 = 33,1 \text{ мм}.$$

Руководствуясь таблицей номинальных линейных размеров (см. табл. П5 приложения), принимаем $D = 34 \text{ мм}.$

Проверяем работоспособность узла «палец – подвес» по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{bD_{\Pi}} \leq [\sigma_{см}],$$

где $[\sigma_{см}]$ — допускаемые напряжения смятия, МПа.

По аналогии с неподвижными шпоночными соединениями принимаются:

– для сталей средней прочности ($\sigma_B \leq 500 \text{ МПа}$)

$[\sigma_{см}] = 60 \dots 100 \text{ МПа};$

– для легированных сталей ($\sigma_B \leq 1000 \text{ МПа}$)

$[\sigma_{см}] = 100 \dots 250 \text{ МПа}.$

Принимаем $[\sigma_{CM}] = 80$ МПа.

$$\sigma_{cm} = \frac{32 \cdot 10^3}{24 \cdot 20} = 67 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется, т.к.

$$\sigma_{CM} = 67 \text{ МПа} < [\sigma_{CM}] = 80 \text{ МПа}.$$

Определяем размеры скобы. Собственно скоба состоит из дуги круглого сечения, на концах которой находятся два круглых диска с отверстиями для взаимодействия с пальцем. Если толщину диска взять равной $b/2$, а диаметр равным диаметру проушины подвеса D , то площадь передачи усилия F будет равна площади сечения А – А проушины подвеса. Поэтому напряжения растяжения и смятия также будут одинаковыми и специального расчёта не требуется.

Диаметр прутка для дуги определяем по напряжениям изгиба как криволинейную балку:

$$D_c = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma_u]}} D_c = \sqrt[3]{\frac{F2d}{8 \cdot 0,1[\sigma_u]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 24}{8 \cdot 0,1 \cdot 102}} = 25,74 \text{ мм},$$

где M — изгибающий момент в криволинейной балке (уравнение эмпирическое), Н·мм:

$$M = \frac{FL_C}{8};$$

L_C — расстояние между параллельными осями прутка дуги, мм. Примем его равным $2d$.

Руководствуясь рекомендациями на номинальные линейные размеры (см. табл. П5 приложения), принимаем диаметр прутка скобы равным $D_C = 26$ мм.

Размер H назначаем конструктивно равным $3d$.

Производим подбор стандартных изделий.

Упорный шариковый подшипник подбирается по статической грузоподъёмности по условию: $C_0(C_{0a}) > F$. Выбираем подшипник легкой серии № 8205, со статической грузоподъёмностью 4100 кг (41 кН) [2, Т. 2, с. 247].

Обозначение — *Подшипник 8205 ГОСТ 7872—89* (рис. 1.4).

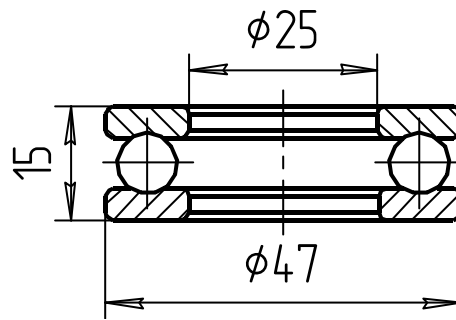


Рис. 1.4. Упорный шариковый подшипник
с размерами

Гайка должна быть зафиксирована от самоотворачивания. Поэтому требуется корончатая или прорезная гайка с фиксацией ее шплинтом. Выбираем прорезную гайку с диаметром резьбы 24 мм, исполнения 1, нормальной точности, класс прочности 5 [2, Т. 1, с. 692].

Обозначение — *Гайка М24.5 ГОСТ 5918—73* (рис. 1.5).

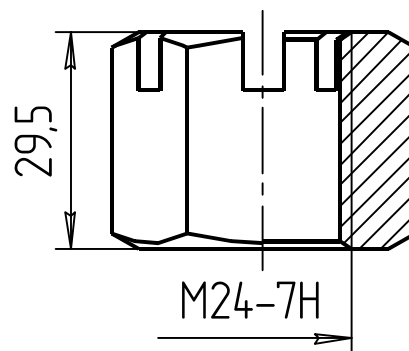


Рис. 1.5. Прорезная гайка
с размерами

Шайба на палец выбирается по справочнику [2, Т. 1, с. 708]. Выбираем шайбу обыкновенного исполнения, с диаметром отверстия 20 мм, из материала группы 01, с покрытием 06 (цинкование).

Обозначение — *Шайба 20.01.06 ГОСТ 10450—78* (рис. 1.6).

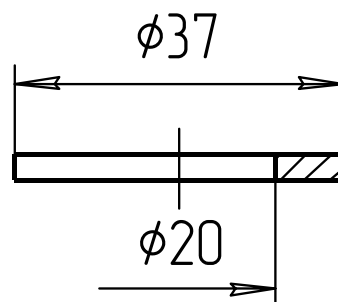


Рис. 1.6. Шайба
с размерами

Для фиксации гайки выбираем шплинт с условным диаметром 5 мм, длиной 36 мм, с цинковым покрытием 001 [2, Т. 1, с. 729].

Обозначение — *Шплинт 5×36.001 ГОСТ 397—79* (рис. 1.7).

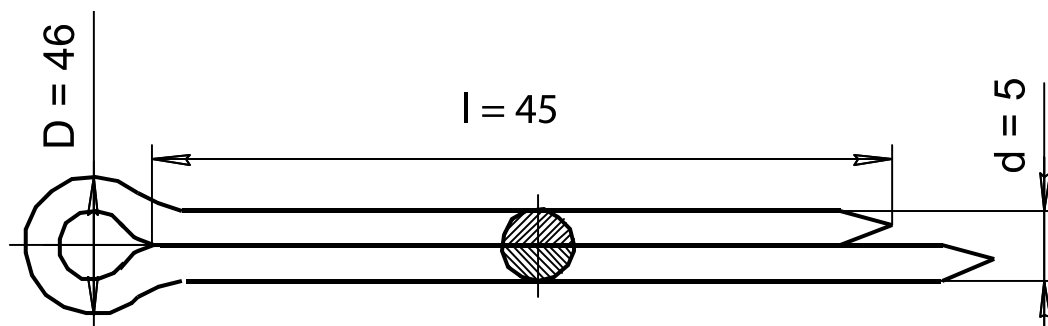


Рис. 1.7. Шплинт для фиксации гайки

Для фиксации пальца выбираем шплинт с условным диаметром 4 мм, длиной 28 мм, с цинковым покрытием 001 [2, Т. 1, с. 729].

Обозначение — *Шплинт 4×28.001 ГОСТ 397—79*.

По аналогии со схемой задания вычерчиваем эскиз грузовой скобы с нанесением всех рассчитанных размеров и с соблюдением пропорций размеров деталей.

Тогда размеры l_3 и l_5 составят:

$$l_3 = l_2 \operatorname{tg} \beta = 300 \operatorname{tg} 30^\circ = 173 \text{ мм};$$

$$l_5 = \frac{l_2}{\cos \beta} = \frac{300}{\cos 30^\circ} = 346 \text{ мм}.$$

Условимся активные силы обозначать сплошным вектором, а реактивные — пунктирной линией, а у названия реактивного вектора поставить индекс «'». Используя приёмы статики, а конкретно метод составления моментов и силовых многоугольников, находим силы, действующие в характерных узлах b, c, d, e , (рис. 2.2-2.5) и f (см. рис. 2.1).

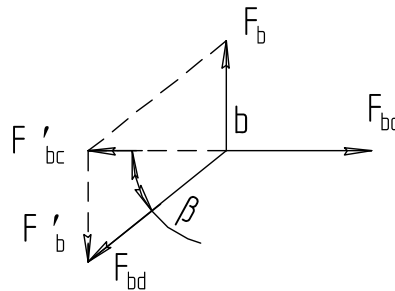


Рис. 2.2. Узел b

Составляем уравнение моментов относительно точки c :

$$\sum M_c = 0;$$

$$F_a l_1 - F_b l_2 = 0.$$

Находим силу F_b :

$$F_b = \frac{F_a l_1}{l_2} = \frac{10 \cdot 400}{300} = 13,3 \text{ кН}.$$

Используя метод силового многоугольника, находим силу F_{bd} :

$$F_{bd} = \frac{F_b}{\sin \beta} = \frac{13,3}{\sin 30^\circ} = 26,6 \text{ кН};$$

$$F_{bc} = \frac{F_b}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{13,3}{\operatorname{tg} 30^\circ} = 23 \text{ кН}.$$

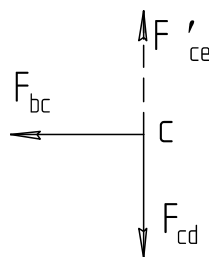


Рис. 2.3. Узел c

Составляем уравнение моментов относительно точки a :

$$\sum M_a = 0 ;$$

$$-F_{cd} l_1 + F_b (l_1 - l_2) = 0.$$

Находим силу F_{cd} :

$$F_{cd} = \frac{F_b (l_1 - l_2)}{l_1} = \frac{13,3 (400 - 300)}{400} = 3,33 \text{ кН}.$$

Сила $F_{bc} = 23 \text{ кН}$ была определена в узле b .

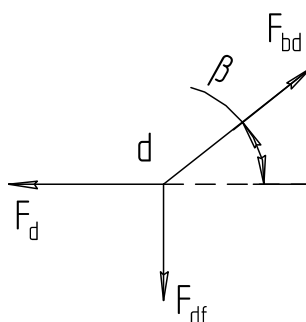


Рис. 2.4. Узел d

Используя метод силового многоугольника, находим

$$F_d = F_{bd} \cos \beta = 26,6 \cos 30^\circ = 23 \text{ кН}.$$

$$F_{cd} = F_{bd} \sin \beta = 26,6 \cdot \sin 30^\circ = 13,3 \text{ кН}.$$

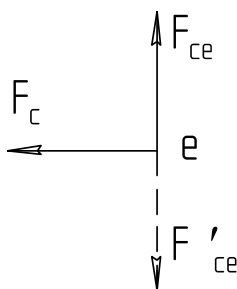


Рис. 2.5. Узел e

Составляем уравнение моментов относительно точки f :

$$\sum M_f = 0 ; \quad -F_c l_4 + F_a l_1 = 0.$$

Определим силу:

$$F_c = \frac{F_a l_1}{l_4} = \frac{10 \cdot 400}{240} = 16,7 \text{ кН}.$$

Находим поперечную силу, передающуюся на резьбовые шпильки:

$$F_{df} = F_{ce} = \frac{F_a}{z} = \frac{10}{4} = 2,5 \text{ кН},$$

где z — число резьбовых шпилек.

2.2. Расчёт стрелы

Из рисунка 2.6 видно, что наиболее нагруженной частью стрелы является точка b , где действуют напряжения изгиба и растяжения.

Суммарные напряжения определяются по формуле

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{II} + \sigma_P \leq [\sigma_{II}],$$

где σ_{II} — действующее напряжение изгиба, МПа;

σ_P — действующее напряжение растяжения, МПа;

$[\sigma_{II}]$ — допустимое напряжение изгиба, МПа.

Напряжение изгиба:

$$\sigma_{II} = \frac{M}{W_X}, \quad (2.1)$$

где M — изгибающий момент в точке b :

$$M = F_a(l_1 - l_2) = 10(400 - 300) = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

W_X — осевой момент сопротивления профиля стрелы, мм^3 .

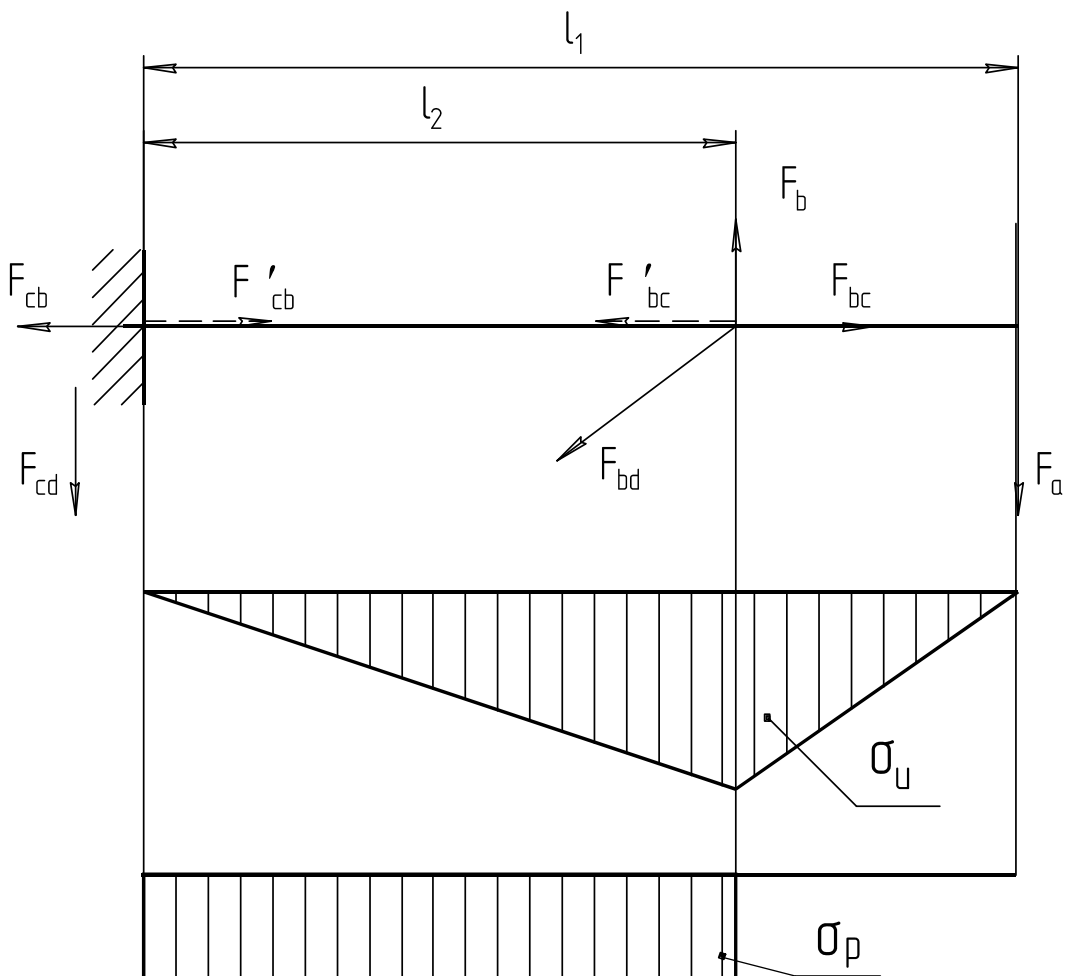


Рис. 2.6. Эпюры нагружения стрелы

Допускаемое напряжение изгиба находится по методике, описанной в разделе «Выбор допускаемых напряжений». В нашем случае для стали Ст3:

$$[\sigma_{II}] = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{220}{2,5} = 88 \text{ МПа.}$$

Для проектного расчёта по выбору профиля допускается напряжение растяжения, ввиду их относительно низкой величины, не принимать во внимание.

Из формулы (2.1) определим требуемый осевой момент сопротивления:

$$W_x = \frac{M}{[\sigma_{II}]} = \frac{1000 \cdot 10^3}{88} = 11363,64 \text{ мм}^3 \approx 11,36 \text{ см}^3.$$

Чаще всего для стрелы настенного кронштейна выбирается равнополочный уголок.

По таблице П1 приложения принимаем уголок № 7,5. Его обозначение и параметры:

$$\text{Уголок } \frac{75 \times 75 \times 9\text{-А ГОСТ 8509 — 93}}{\text{Ст 3 ГОСТ 535 — 88}}.$$

Момент сопротивления $W_x = 12,43 \text{ см}^3$.

Площадь поперечного сечения $A = 12,83 \text{ см}^2$.

Радиус инерции $i = 2,27 \text{ см}$.

Находим напряжение растяжения:

$$\sigma_p = \frac{F_{bc}}{A} = \frac{23}{12,83} = 1,8 \text{ МПа,}$$

где A — площадь сечения выбранного профиля, мм^2 .

Первоначальное предположение о малой величине напряжения растяжения подтвердилось. При оценке прочности стрелы его можно не учитывать.

2.3. Расчёт подкоса

С целью сокращения ассортимента проката принимаем в качестве материала подкоса тот же равнополочный уголок, что и у стрелы.

В подкосе будут действовать напряжения сжатия. Кроме того, нужно учесть, что подкос подвержен продольному изгибу. В этом случае в формулу напряжений сжатия следует ввести поправочный коэффициент φ , зависящий от качества материала и гибкости стержня:

$$\sigma_{сж} = \frac{F_{bd}}{\varphi A} \leq [\sigma_{сж}], \quad (2.2)$$

где A — площадь поперечного сечения подкоса, мм^2 .

По таблице П1 приложения принимаем $A = 12,83 \text{ мм}^2$.

Предварительно определяется гибкость подкоса по формуле

$$\lambda = \frac{\mu l_5}{i} = \frac{2 \cdot 346}{14,6} = 47,4,$$

где μ — коэффициент приведения длины подкоса. Зависит от расчётной схемы (при принятом допущении, что подкос имеет шарнирное крепление с каждой стороны $\mu = 2$);

l_5 — расчётная длина подкоса, мм;

i — минимальный радиус инерции (табл. П1 приложения), мм.

По данным таблицы 2.1 такой гибкости подкоса соответствует значение коэффициента $\varphi = 0,85$.

Таблица 2.1. Значение коэффициента φ при сжатии стержней различной гибкости

Гибкость стержня λ	Предел текучести стали σ_T , МПа			
	240	280	320	440
10	0,987	0,985	0,984	0,981
20	0,962	0,959	0,955	0,946
40	0,894	0,883	0,873	0,846
60	0,805	0,785	0,766	0,696
80	0,686	0,641	0,602	0,501
100	0,542	0,493	0,448	0,335
120	0,419	0,366	0,321	0,237
140	0,315	0,272	0,240	0,178
160	0,244	0,212	0,187	0,139
180	0,196	0,170	0,150	0,112
200	0,161	0,140	0,124	0,093
220	0,135	0,118	0,104	0,077

Возвращаемся к формуле (2.2), при этом $[\sigma_{сж}]$ принимаем равным ранее определённом $[\sigma_P]$, тогда

$$\sigma_{сж} = \frac{26,6 \cdot 10^3}{0,85 \cdot 1283} = 24,4 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется, т.к.

$$\sigma_{сж} = 24,4 \text{ МПа} < [\sigma_{сж}] = 88 \text{ МПа}.$$

2.4. Расчёт стойки

В качестве стойки (рис. 2.7) выбираем стандартный прокат:

$$\text{Полоса} \frac{25 \times 100 \text{ ГОСТ } 82 — 85}{\text{Ст } 3\text{кп ГОСТ } 14637 — 69}.$$

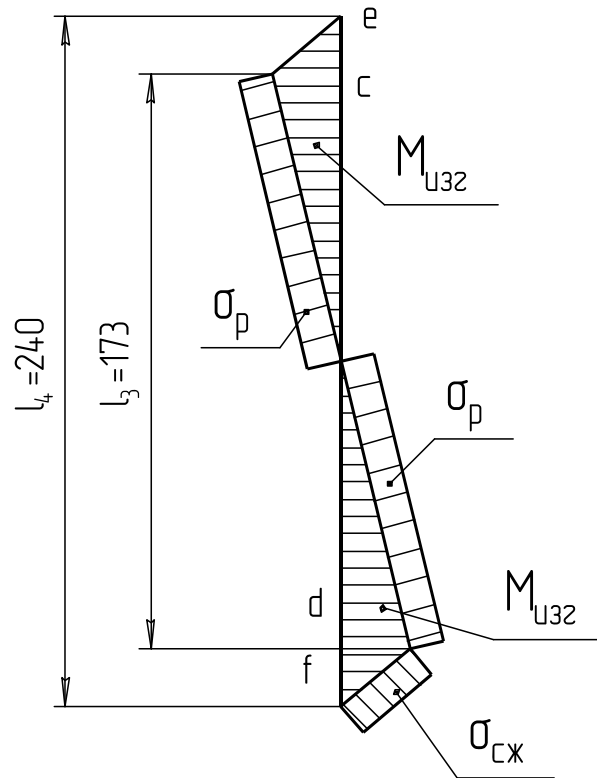


Рис. 2.7. Схема к расчёту стойки

Размеры полосы: толщина $h = 25$ мм, ширина $B = 100$ мм, площадь поперечного сечения $A = hB = 25 \cdot 100 = 2500$ мм².

Наиболее нагруженными узлами стойки будут узлы c и d .

Находим эквивалентное напряжение в точке c :

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_{II}^2} \leq [\sigma_p], \quad (2.3)$$

где σ_p — напряжение растяжения, МПа:

$$\sigma_p = \frac{F_{cd}}{A} = \frac{3,33 \cdot 10^3}{2500} = 1,32 \text{ МПа};$$

σ_{II} — напряжение изгиба, МПа;

$$\sigma_{II} = \frac{M}{W_X}, \quad (2.4)$$

M — изгибающий момент, Н·мм:

$$M = F_{cb} \left(\frac{l_4 - l_3}{2} \right).$$

Считаем, что резьбовые шпильки расположены от точек c и d на одинаковом расстоянии.

Осевой момент сопротивления полосы W_X , мм³:

$$W_X = \frac{Bh^2}{6},$$

где b — ширина полосы, мм;

h — толщина полосы, мм.

Возвращаясь к формуле (2.4), получим:

$$\sigma_{II} = \frac{0,5F_{bc}(l_4 - l_3)6}{Bh^2} = \frac{0,5 \cdot 23 \cdot 10^3 (240 - 173)6}{100 \cdot 25^2} = 73,2 \text{ МПа.}$$

По формуле эквивалентного напряжения (2.3) находим

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{1,32^2 + 73,2^2} = 73,2 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется, т.к.

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 73,2 \text{ МПа} < [\sigma_P] = 88 \text{ МПа}.$$

Находим эквивалентное напряжение в точке d

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{СЖ}}^2 + \sigma_{II}^2} \leq [\sigma_{II}], \quad (2.5)$$

где $\sigma_{\text{СЖ}}$ — напряжение сжатия, МПа:

$$\sigma_{\text{СЖ}} = \frac{F_{df}}{A} = \frac{2,5 \cdot 10^3}{2500} = 1 \text{ МПа;}$$

σ_{II} — напряжение изгиба, МПа:

$$\sigma_{II} = \frac{0,5F_d(l_4 - l_3)6}{Bh^2} = \frac{0,5 \cdot 23 (240 - 173)6}{100 \cdot 25^2} = 74 \text{ МПа.}$$

По формуле эквивалентного напряжения (2.5) находим:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{1^2 + 74^2} = 74,1 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется, т.к.

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 74,1 \text{ МПа} < [\sigma_P] = 88 \text{ МПа}.$$

2.5. Расчёт сварного шва

Подкос к стойке и стреле крепится при помощи сварки (рис. 2.8.). В данном случае соединение тавровое, шов угловой, составной. Длина горизонтального участка равна ширине полки $b = 75$ мм. Вертикальный участок несколько больше и равен $b' = b/\cos 30^\circ = 75/0,87 = 87$ мм (рис. 2.8).

Угловые швы рассчитываются по касательным напряжениям.

Уравнение для расчёта напряжения в шве b'

$$\tau' = \frac{F_{db}}{0,7k \sum l_{III}} \leq [\tau'], \quad (2.6)$$

где k — катет сварного шва, мм. Размер катета принимаем равным толщине полки уголка, т.е. $k = t = 9$ мм;

$\sum l_{III}$ — суммарная длина швов с учётом косого среза одной из полок уголка, мм:

$$\sum l_{III} = b + b' = 75 + 87 = 162 \text{ мм;}$$

$[\tau']$ — допускаемое напряжение для сварного шва, МПа. В нашем случае

$$[\tau'] = 0,6[\sigma_P] = 0,6 \cdot 88 = 53 \text{ МПа.}$$

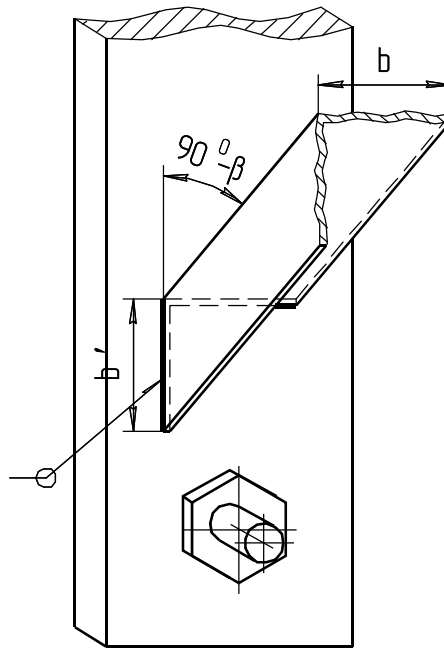


Рис. 2.8. Схема сварного шва крепления подкоса к стойке

Подставляем полученные значения в формулу (2.6):

$$\tau' = \frac{26,6 \cdot 1000}{0,7 \cdot 9 \cdot 162} = 26,1 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется, т.к.

$$\tau' = 26,1 \text{ МПа} < [\tau'] = 53 \text{ МПа.}$$

2.6. Расчёт группы болтов (шпилек)

Настенный кронштейн крепится к стене на две шпильки. Следует определить диаметр шпилек, изготовленных из стали Ст3. Коэффициент трения на стыке $f = 0,35$.

В соединении действует сила сдвига F_a и момент от силы F_a .

Затяжка резьбовых шпилек должна гарантировать нераскрытие стыка и отсутствие сдвига настенного кронштейна. От затяжки резьбовых шпилек на стыке возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, которые можно считать распределёнными по площади стыка равномерно (см. рис. 2.1)

$$\sigma_{см} = \frac{z F_{зат}}{A_{ст}}, \quad (2.7)$$

где z — число резьбовых шпилек;

$F_{зат}$ — сила затяжки каждого болта, Н;

$A_{ст}$ — площадь стыка, мм²:

$$A_{ст} = B l_3 = 100 \cdot 173 = 17300 \text{ мм}^2.$$

Принимаем, что напряжения на стыке от момента распределены по линейному закону. Тогда наибольшее напряжение от момента

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{CT}} = \frac{6F_a l_1}{bl_4^2}. \quad (2.8)$$

По условию нераскрытия стыка $\sigma_{\min} \geq 0$, т.е. в нашем случае

$$\sigma_{CM} \geq \sigma_M.$$

С учётом запаса по нераскрытию стыка имеем:

$$\sigma'_{CM} = K_{CT} \sigma_M.$$

Приняв $K_{CT} = 2$ (обычно принимают $K_{CT} = 1,3 \dots 2$), получим

$$\sigma'_{CM} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot 400}{100 \cdot 240^2} = 8,3 \text{ МПа.}$$

Сила затяжки шпильки равна

$$F_{3AT} = \frac{\sigma_{CM} Bl_4}{2} = \frac{8,3 \cdot 100 \cdot 240}{2} = 99,6 \text{ кН.}$$

Проверяем достаточность затяжки резьбовых шпилек по условию отсутствия сдвига настенного кронштейна; при этом считаем, что сила трения, вызванная затяжкой шпилек, должна быть на 20% больше минимально необходимой, т.е.

$$F_{TP} = z F_{3AT} f \geq 1,2 F_a ;$$

$$4 \cdot 99,6 \cdot 0,35 = 139,4 \text{ кН} > 1,2 \cdot 10 = 12 \text{ кН.}$$

Неравенство выполняется.

По формуле (2.7) находим напряжение смятия:

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot 99,6}{17300} = 11,5 \text{ МПа.}$$

По формуле (2.8) находим напряжения от момента:

$$\sigma_M = \frac{6 \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot 400}{100 \cdot 240^2} = 4,2 \text{ МПа.}$$

Максимальные напряжения смятия (возникающие на верхней кромке стыка) должны быть не выше $[\sigma_{CM}] = 2 \text{ МПа}$ (допускаемое напряжение смятия для бетона)

$$\sigma_{\max} = \sigma_{CM} + \sigma_M = 11,5 + 4,2 = 15,7 \text{ МПа.}$$

Условие работоспособности не выполняется.

Данные расчёта показывают, что $[\sigma_{CM}]$ намного меньше σ_{\max} . Для удовлетворения условия работоспособности следует под стойку поставить стальную плиту.

Определим требуемую площадь плиты:

$$A_{II} = A \frac{\sigma_{\max}}{[\sigma_{CM}]} = 17300 \frac{15,7}{2} = 135805 \text{ мм}^2.$$

Выбираем форму плиты — квадрат.

Сторона квадрата:

$$k = \sqrt{A_{II}} = \sqrt{135805} = 369 \text{ мм.}$$

Рекомендуемая толщина плиты по эмпирической формуле будет равна

$$\delta = \frac{A_{II}}{10^4} = \frac{135805}{10^4} = 13,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta = 14$ мм.

Наиболее нагруженная резьбовая шпилька, воспринимающая внешнюю растягивающую нагрузку от действия момента:

$$F_M = \frac{F_a l_1}{l_4 z} = \frac{10 \cdot 400}{240 \cdot 2} = 8,3 \text{ кН.}$$

Суммарная осевая нагрузка верхней шпильки равна

$$F_c = F_{3AT} + F_M = 49,8 + 8,3 = 58,1 \text{ кН.}$$

Напряжение растяжения в резьбе определяется по формуле

$$\sigma_P = \frac{4F_c}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_P],$$

где $[\sigma_P]$ — допускаемое напряжение растяжения, МПа:

$$[\sigma_P] = \frac{\sigma_T}{s},$$

σ_T — предел текучести, МПа. Выбираем для изготовления резьбовых шпилек Сталь 40. Для неё $\sigma_T = 340$ МПа;

s — коэффициент запаса прочности.

Для неконтролируемой затяжки по таблице 2.2 принимаем $s = 3$, тогда

$$[\sigma_P] = \frac{340}{3} = 113 \text{ МПа.}$$

Таблица 2.2. Допустимые коэффициенты запаса прочности для резьбовых соединений

Материал болта	s при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке		
	M6...M16	M16...M30	M30...M60
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3

Предварительное значение внутреннего диаметра резьбы шпильки:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_c}{\pi[\sigma_P]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 58,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 113}} = 25,6 \text{ мм.}$$

По таблице П8 приложения принимаем резьбу метрическую М30 с параметрами:

$$d_1 = 26,2 \text{ мм; } d_2 = 27,7 \text{ мм; } d = 30 \text{ мм; } P = 3,5 \text{ мм.}$$

2.7. Расчёт прессового соединения

Расчёт прессового соединения (рис. 2.9) проводим на примере определения усилия выпрессовки наружного кольца подшипника.

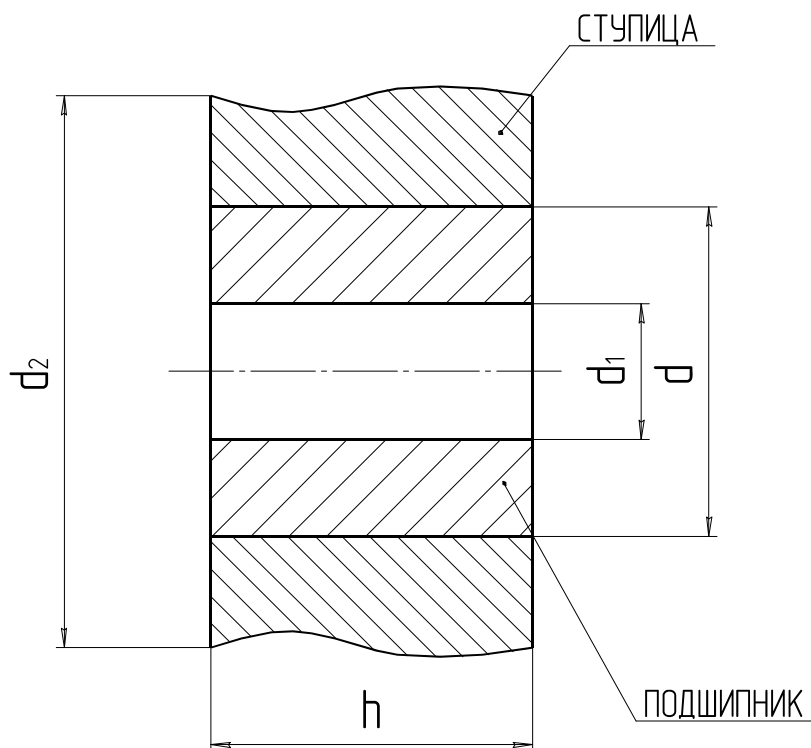


Рис. 2.9. Расчётная схема соединения с натягом

В первую очередь определяем величину натяга наружного кольца подшипника № 32318К. В нашем случае диаметр наружного кольца $d = 200^{+0,034}_{+0,023}$ мм, диаметр наружной беговой дорожки $d_1 = 180$ мм, условный наружный диаметр ступицы $d_2 = 240$ мм, ширина кольца $h = 50$ мм и поле допуска K7.

Находим давление на поверхность наружного кольца подшипника (формула Ляме):

$$P = \frac{N}{d\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right)}, \quad (2.9)$$

где N — величина натяга, мкМ;

d — диаметр наружного кольца подшипника, мм ($d = 200$ мм);

c_1, c_2 — коэффициенты пропорциональности;

E_1, E_2 — модули упругости кольца подшипника и ступицы, МПа.

Для высокоуглеродистой стали $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа; для чугуна — $E = 1 \cdot 10^5$ МПа.

Коэффициенты пропорциональности определяются по формулам:

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad c_2 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} + \mu_2,$$

где μ_1, μ_2 — коэффициент Пуассона. Для стальных деталей $\mu = 0,3$.

Тогда

$$c_1 = \frac{200^2 + 180^2}{200^2 - 180^2} - 0,3 = 9,2; \quad c_2 = \frac{240^2 + 200^2}{240^2 - 200^2} + 0,3 = 5,8.$$

Подставив в формулу (2.9) полученные данные, определяем давление на сопрягаемых поверхностях:

$$P = \frac{0,034}{200 \left(\frac{9,2}{2,2 \cdot 10^5} + \frac{5,8}{1 \cdot 10^5} \right)} = 1,7 \text{ МПа.}$$

Определяем площадь поверхности соприкосновения кольца и ступицы:

$$A = \pi d h = 3,14 \cdot 200 \cdot 50 = 31400 \text{ мм}^2.$$

Определяем силу, необходимую для сдвига обоймы:

$$F_{сдв} = P A f k = 1,7 \cdot 31400 \cdot 0,2 \cdot 1,5 = 16 \text{ кН,}$$

где f — коэффициент трения ($f = 0,2$);

k — коэффициент запаса ($k = 1,5$).

3. ПЕРЕДАЧИ

3.1. Расчёт клиноременной передачи

Ременные передачи относятся к категории открытых передач с гибкой связью ведущего и ведомого элемента, передающих энергию за счет сил трения. Их достоинствами являются: простота конструкции, возможность передачи энергии на большие расстояния, относительно бесшумная работа, наличие способности противостоять перегрузкам. Недостатками ременных передач являются: большие габариты, необходимость организации большого начального натяжения ремней, что создает большие силы давления на валы и опоры, сравнительно малый срок службы ремней (2...3 тыс. ч), непостоянное передаточное отношение, зависящее от нагрузки.

Исходные данные:

- передаточное отношение $i = 3$;
- передаваемая мощность $P = 6,6$ кВт;
- частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1455$ мин⁻¹;
- режим работы — тяжелый, в две смены.

По данным номограммы (рис. 3.1) выбираем тип сечения ремня (рис. 3.2). Подходит ремень типа «Б».

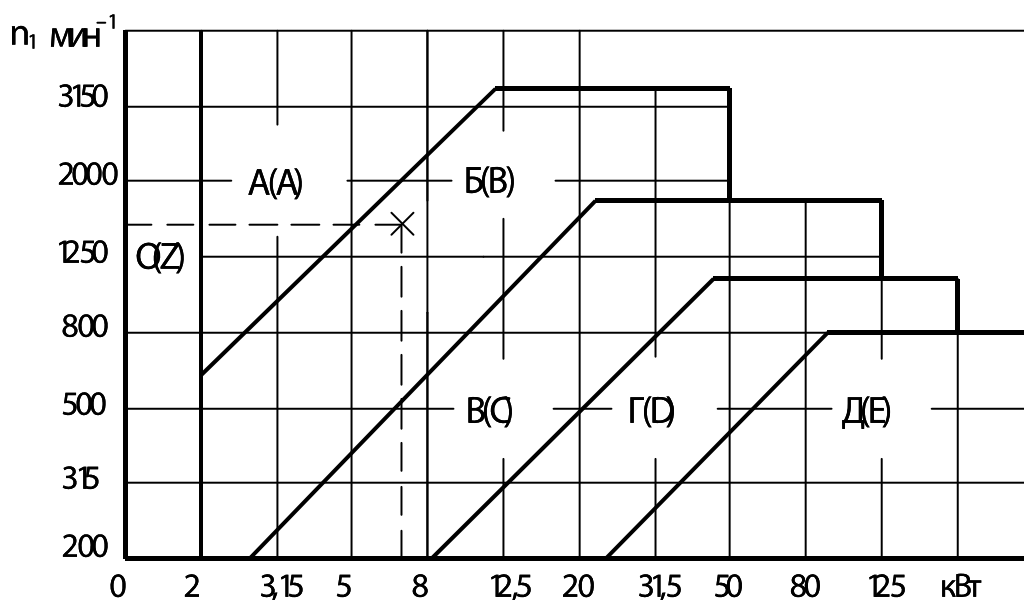


Рис. 3.1. Номограмма для выбора сечения клинового ремня
ГОСТ 1284—89

Примечание. В скобках приведены обозначения по Европейскому стандарту.

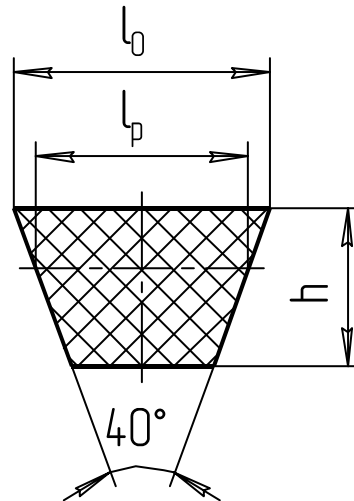


Рис. 3.2. Сечение
клинового ремня

Технические данные ремня (берём из таблицы 3.1): $l_p = 14,0$ мм; $l_0 = 17$ мм; $h = 10,5$ мм; $A = 1,38$ см²; $d_p \geq 125$ мм (минимальный диаметр ведущего шкива).

Таблица 3.1. Клиновые ремни
(ГОСТ 1284—89...ГОСТ 1284.3—96)

Сечение	l_p	l_0	T_0	Площадь сечения A , см ²	L_p	d_p не менее
О	8,5	10	6,0	0,47	400...2500	63
А	11,0	13	8,0	0,81	560...4000	90
Б	14,0	17	10,5	1,38	800...6300	125
В	19,0	22	13,5	2,30	1800...10000	200
Г	27,0	32	19,0	4,76	3150...14000	315
Д	32,0	38	23,5	6,92	4500...18000	500
Е	42,0	50	30,0	11,72	6300...18000	800

Примечания:

1. Стандартный ряд длин L_p : 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.
2. Стандартный ряд диаметров d_p : 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 3150, 3550, 4000.

Определяем диаметры шкивов. По таблице 3.1 находим, что минимально допустимый диаметр d_1 составляет 125 мм, но ресурс ремня при таком диаметре шкива будет очень мал. Поэтому, если нет ограничений по габаритам, рекомендуется из ряда стандартных диаметров (см. табл. 3.1, примечание 2) принимать d_1 на разряд выше. Принимаем $d_1 = 140$ мм.

Диаметр ведомого шкива, предварительное значение:

$$d'_2 = i d_1 = 3 \cdot 140 = 420 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 1284.3—80 принимаем $d'_2 = 450$ мм.

Определяем фактическое передаточное отношение с учетом относительного скольжения $S = 0,01$:

$$i_\phi = \frac{d'_2}{d'_1(1-S)} = \frac{450}{140(1-0,01)} = 3,247.$$

Определяем относительную ошибку:

$$\Delta i = \frac{i_\phi - i}{i} 100\% = \frac{3,247 - 3,0}{3,0} 100\% = 8,2\% > \pm 5\%.$$

Относительная ошибка больше допускаемого значения. Выбираем другой диаметр из ряда: принимаем $d'_2 = 400$ мм. Новое значение фактического передаточного отношения:

$$i_\phi = \frac{400}{140(1-0,01)} = 2,89.$$

Определяем относительную ошибку:

$$\Delta i = \frac{i_\phi - i}{i} 100\% = \frac{2,89 - 3,0}{3,0} 100\% = -3,66\% < \pm 5\%.$$

Останавливаемся на варианте

$$d_1 = 140 \text{ мм}; \quad d_2 = 400 \text{ мм}; \quad i_\phi = 2,89.$$

Определяем диапазон межосевого расстояния:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(140 + 400) + 10,5 = 307,5 \text{ мм},$$

$$a_{\max} = d_1 + d_2 = 140 + 400 = 540 \text{ мм}.$$

Как среднюю величину принимаем предварительно значение:

$$a' = (a_{\min} + a_{\max})/2 = (307,5 + 540)/2 = 420 \text{ мм}.$$

Определяем предварительное значение длины ремня:

$$L'_p = 2a' + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a'};$$

$$L'_p = 2 \cdot 420 + \frac{\pi}{2}(140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \cdot 420} = 1730 \text{ мм}.$$

Стандартное ближайшее значение (см. табл. 3.1, примечание 1):

$$L_p = 1800 \text{ мм}.$$

Уточняем межосевое расстояние:

$$a = 0,25[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y}];$$

$$w = 0,5\pi(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14(140 + 400) = 848 \text{ мм}^2;$$

$$y = \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2 = \left(\frac{400 - 140}{2}\right)^2 = 130^2 = 16900 \text{ мм}^2.$$

Подставляем полученные значения в формулу

$$a = 0,25 \left[(1800 - 850) + \sqrt{(1800 - 848)^2 - 8 \cdot 16900} \right] = 457,5 \text{ мм.}$$

Определяем параметры натяжного устройства. Чаще всего натяжение ремней производится смещением электродвигателя, на валу которого устанавливается ведущий шкив.

Для удобства установки и замены ремней предусматривается возможность уменьшения a на 2%, т.е. на 10 мм, а для компенсации удлинения (вытягивания) ремней при эксплуатации — возможность увеличения межосевого расстояния a на 5,5%, т.е. $0,055 \cdot 457,5 = 25$ мм. Таким образом, ход натяжного устройства должен составлять 35 мм.

Для нахождения количества ремней в передаче по таблице 3.2 находим мощность, передаваемую одним ремнем.

Таблица 3.2. Номинальная мощность P_0 , кВт,
передаваемая одним клиновым ремнём (по ГОСТ 1284.3—96)

Сечение и L_0 , мм	d_1	Частота вращения меньшего шкива, мин ⁻¹							
		400	800	950	1200	1450	2200	2400	2800
О	80	0,27	0,49	0,56	0,68	0,80	1,11	1,18	1,32
	≥112	0,43	0,78	0,91	1,10	1,29	1,78	1,90	2,11
А	100	0,52	0,91	1,05	1,25	1,45	1,96	2,07	2,27
	140	0,86	1,56	1,79	2,17	2,51	3,38	3,56	3,85
	≥180	1,20	2,17	2,51	3,03	3,50	4,58	4,77	5,02
Б	140	1,16	2,01	2,30	2,72	3,10	3,95	4,09	4,25
	180	1,76	3,11	3,56	4,25	4,85	6,10	6,27	6,36
	224	2,40	4,27	4,89	5,81	6,60	8,00	8,08	—
	≥280	3,19	5,67	6,47	7,66	8,57	9,42	—	—
В	250	4,00	6,88	7,82	9,07	9,99	10,62	—	—
	315	5,68	9,86	11,10	12,73	13,76	14,00	—	—
	≥450	9,05	15,24	16,82	18,33	18,49	—	—	—
Г	400	7,21	12,64	17,04	19,63	22,16	23,42	—	—
	630	13,85	24,36	32,23	36,45	37,78	—	—	—
	≥800	18,51	32,13	41,03	43,48	—	—	—	—
Д	630	17,28	29,77	38,49	42,03	—	—	—	—
	800	23,97	40,94	51,11	53,01	—	—	—	—
	≥1000	32,51	52,51	61,27	—	—	—	—	—

Предварительно определяем угол обхвата ремнем малого шкива:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \frac{400 - 140}{457,5} = 147,6^\circ,$$

что больше допускаемого значения $[\alpha] = 120^\circ$, т.е. условие удовлетворяется.

Находим максимальную мощность, передаваемую одним ремнем.

Для типа сечения Б и длины ремня до 2 240 мм по таблице 3.2 находим $P_0 = 3,21$ кВт.

Определяем расчётную мощность на один ремень:

$$P_p = P_0 \frac{C_\alpha C_L}{C_p} = 3,21 \frac{0,91 \cdot 0,95}{1,30} = 2,13 \text{ кВт},$$

где C_α — коэффициент угла обхвата: $C_\alpha = 0,91$ (табл. 3.3);

C_L — коэффициент длины ремня: $C_L = 0,95$ (для $L = 1800$ мм) (табл. 3.4);

C_p — коэффициент динамической нагрузки (табл. 3.5). При типе двигателя I и 2-х сменах работы $C_p = 1,30$.

Таблица 3.3. Значение коэффициента C_α для клиновых ремней

α_1^0	180	170	160	150	140	130	120	100	90
C_α	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,73	0,68

Определяем число ремней:

$$z = \frac{P}{P_p C_z} = \frac{6,6}{2,13 \cdot 0,90} = 3,44.$$

В этой формуле C_z — коэффициент количества ремней, который принимается из ряда:

Z	2-3	4-6	> 6
C_z	0,95	0,90	0,85

Поскольку количество ремней нам еще неизвестно, для первоначального расчёта принимаем $C_z = 1$, а затем проводим уточненный расчёт.

Предварительно принимаем $z = 4$, тогда $C_z = 0,9$.

Округляем расчётное число ремней до $z = 4$.

Находим скорость ремней:

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 1455}{60 \cdot 10^3} = 10,7 \text{ м/с}.$$

При взаимодействии со шкивами на ремень действует центробежная сила, которая учитывается коэффициентом Θ

Сечение	О	А	Б	В	Г	Д	Е
Коэффициент Θ	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9	1,5

Находим коэффициент влияния центробежной силы для ремня сечения Б — $\Theta = 0,18$.

*Таблица 3.4. Значение коэффициента C_L для клиновых ремней
по ГОСТ 1284.3—96*

L_P , мм	Сечение ремня						
	О	А	Б	В	Г	Д	Е
400	0,79	—	—	—	—	—	—
450	0,80	—	—	—	—	—	—
500	0,81	—	—	—	—	—	—
560	0,82	0,79	—	—	—	—	—
630	0,84	0,81	—	—	—	—	—
710	0,86	0,83	—	—	—	—	—
800	0,90	0,85	—	—	—	—	—
900	0,92	0,87	0,82	—	—	—	—
1000	0,94	0,89	0,84	—	—	—	—
1120	0,95	0,91	0,86	—	—	—	—
1250	0,98	0,93	0,88	—	—	—	—
1400	1,01	0,96	0,90	—	—	—	—
1600	1,04	0,99	0,93	—	—	—	—
1800	1,06	1,01	0,95	0,86	—	—	—
2000	1,08	1,03	0,98	0,88	—	—	—
2240	1,10	1,06	1,00	0,91	—	—	—
2500	1,30	1,09	1,03	0,93	—	—	—
2800	—	1,11	1,05	0,95	—	—	—
3150	—	1,13	1,07	0,97	0,86	—	—
3550	—	1,15	1,09	0,99	0,88	—	—
4000	—	1,17	1,13	1,02	0,91	—	—
4500	—	—	1,15	1,04	0,93	—	—
5000	—	—	1,18	1,07	0,96	0,92	—
5600	—	—	1,20	1,09	0,98	0,95	—
6300	—	—	1,23	1,12	1,01	0,97	0,92
7100	—	—	—	1,15	1,04	1,00	0,96
8000	—	—	—	1,18	1,06	1,02	0,98
9000	—	—	—	1,21	1,09	1,05	1,01
10000	—	—	—	1,23	1,11	1,07	1,03

*Таблица 3.5. Коэффициент C_P динамичности нагрузки и режима
работы привода по ГОСТ 1284.3—96*

Условия работы	C_P при числе смен работы		
	1	2	3
Режим лёгкий. Нагрузка спокойная	1,0	1,1	1,4
Режим средний. Умеренные колебания нагрузки	1,1	1,2	1,5
Режим тяжелый. Значительные колебания нагрузки	1,2	1,3	1,6
Режим очень тяжелый. Ударная нагрузка	1,3	1,5	1,7

Схема ременной передачи с размерами представлена на рисунке 3.3.

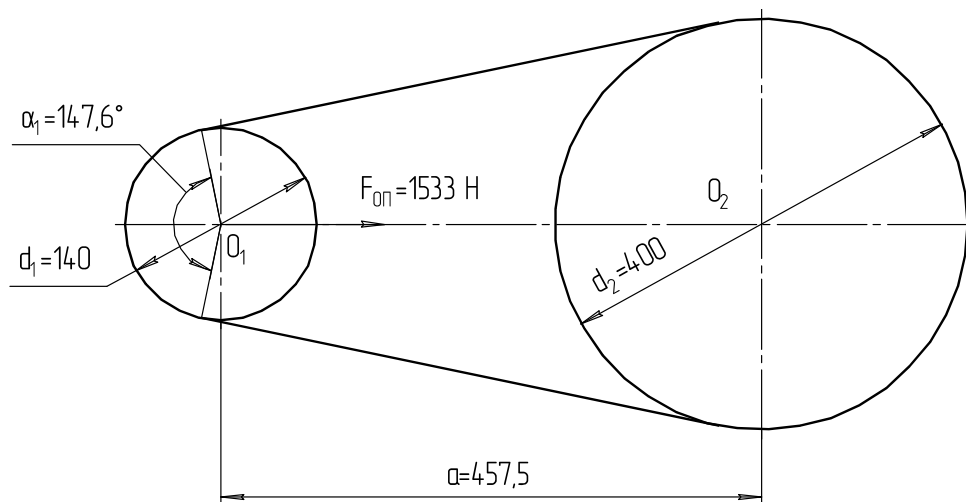


Рис. 3.3. Схема ременной передачи с рассчитанными размерами

Определяем силу, действующую на ремень:

$$F_0 = \frac{850 P C_P C_L}{Z v C_\alpha} + \theta v^2 = \frac{850 \cdot 6,6 \cdot 1,30 \cdot 0,95}{4 \cdot 10,7 \cdot 0,91} + 0,18 \cdot 10,7^2 = 199 \text{ Н.}$$

Определяем силу, действующую на валы:

$$F_{оп} = 2 F_0 Z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 199 \cdot 4 \sin \frac{148,8}{2} = 8 \cdot 199 \cdot 0,963 = 1533 \text{ Н.}$$

3.2. Расчёт цепной передачи

Цепные передачи относятся к передачам с зацеплением, с гибким промежуточным звеном — цепью. Их достоинствами, по сравнению с альтернативными ременными передачами, являются: компактность, постоянное передаточное отношение, небольшая нагрузка на валы, в условиях хорошей смазки большая долговечность. К недостаткам можно отнести: повышенную шумность работы, связанную с неравномерностью движения цепи в цикле входа звена в зацепление с зубом звездочки, необходимость периодического или постоянного смазывания цепи и восстановления натяжения (хотя натяжение требуется гораздо меньшее, чем в ременной передаче). Применяются в тех случаях, когда нужно передать механическую энергию на большие расстояния с повышенными требованиями к компактности передачи. А также в кинематически точном приводе, где нужно обеспечить постоянное передаточное число.

В многоступенчатом приводе цепную передачу используют обычно в средней или последней ступени. Передаточное отношение цепной передачи не более 7 (рекомендуемое 2...4). В тихоходных передачах, в технически обоснованных случаях, $i \leq 10$. КПД цепных передач 0,94...0,96. Более подробно о цепных передачах изложено в источнике [1, с. 249-266].

Расчёт цепной передачи произведем по следующим исходным данным:

- передаваемая мощность $N = 5$ кВт;
- передаточное отношение $i = 2,5$;
- частота вращения ведущего вала $n_1 = 400$ мин⁻¹;
- режим нагрузки — легкий;
- положение линии, соединяющей центры звездочек, — горизонтальное;
- способ натяжения цепи — периодический;
- способ смазывания — периодический;
- количество смен работы — 1.

Определяем число зубьев ведущей звёздочки:

$$z'_1 = 29 - 2i = 29 - 2 \cdot 2,5 = 24.$$

В технически обоснованных случаях число z_1 можно назначать, но z_1 не должно быть менее 13 зубьев.

Вычисляем число зубьев ведомой звёздочки:

$$z'_2 = z'_1 i = 24 \cdot 2,5 = 60.$$

Уточняем передаточное число:

$$i_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{60}{24} = 2,5.$$

В том случае, если отклонение более $\pm 5\%$, то меняем число зубьев ведомой звездочки.

Производим определение скорости цепи в первом приближении.

Ориентировочно определяем шаг цепи:

$$t'' = 13,5 \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}}, \quad (3.1)$$

где T_1 — крутящий момент на ведущей звёздочке, Н·м.

Предварительно находим крутящий момент на ведущей звездочке:

$$T_1 = 9550 \frac{N}{n_1} = 9550 \frac{5}{400} = 119,4 \text{ Н·м.}$$

Подставляем значения T_1 и z_1 в формулу (3.1) и находим приблизительное значение шага цепи:

$$t' = 13,5 \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}} \quad t' = 13,5 \sqrt[3]{\frac{119,4}{24}} = 22,9 \text{ мм.}$$

Определяем ориентировочную скорость цепи:

$$v' = \frac{z_1 t'' n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{24 \cdot 22,9 \cdot 400}{60 \cdot 1000} = 3,64 \text{ м/с.}$$

Находим ориентировочное значение допускаемого давления в шарнире по данным таблицы 3.6.

Таблица 3.6. Зависимость допускаемого давления в шарнире от скорости цепи

$v, \text{ м/с}$	0,1	0,4	1,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0
$[P]', \text{ МПа}$	32	28	25	21	17	14	12	10

По таблице 3.6 методом интерполяции находим, что для ориентировочной скорости цепи в 3,64 м/с допускаемое давление равно

$$[P]' = 18 \text{ МПа.}$$

Определяем шаг цепи во втором приближении с учетом условий эксплуатации:

$$t' = 2,5 \sqrt[3]{\frac{T_1 k_3 10^3}{z_1 [P]'}}, \quad (3.2)$$

где k_3 — коэффициент эксплуатации

$$k_3 = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6, \quad (3.3)$$

k_1 — коэффициент, учитывающий характер нагрузки (его значение для спокойной работы «режим лёгкий» — $k_1 = 1,0$; в приводе умеренные толчки «режим средний» — $k_1 = 1,3$; в приводе сильные толчки «режим тяжёлый» — $k_1 = 1,5$; в приводе ударная нагрузка «режим весьма тяжёлый» — $k_1 = 1,8$). В нашем случае в приводе спокойная работа $k_1 = 1,0$;

k_2 — коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния на работоспособность цепи (при оптимальном значении $a = (30 \dots 50) t$ — $k_2 = 1$, при большем расстоянии — $k_2 = 0,8$). В нашем случае примем оптимальное межосевое расстояние, т.е. $k_2 = 1 = k_2 = 1$;

k_3 — коэффициент, учитывающий угол наклона линии, соединяющей центры звёздочек к горизонту (если угол меньше 60° , то $k_3 = 1$, если больше, то $k_3 = 1,3$). В нашем случае — $k_3 = 1$;

k_4 — коэффициент, учитывающий способ натяжения цепи (при автоматическом натяжении — $k_4 = 1$, если натяжение периодическое, то $k_4 = 1,25$). В нашем случае — $k_4 = 1,25$;

- k_5 — коэффициент, учитывающий способ смазывания цепи (при непрерывном смазывании — $k_5 = 0,9$; при капельном способе — $k_5 = 1,2$; при периодическом способе — $k_5 = 1,5$). В нашем случае — $k_5 = 1,5$;
- k_6 — коэффициент, учитывающий количество смен работы (при односменной работе — $k_6 = 1$; при двухсменной работе — $k_6 = 1,25$; при трёхсменной работе — $k_6 = 1,5$). В нашем случае — $k_6 = 1$.

По формуле (3.3) находим коэффициент эксплуатации:

$$k_3 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1 = 1,875.$$

После подстановки всех значений в формулу (3.2) получаем

$$t' = 2,5 \sqrt[3]{\frac{119,4 \cdot 10^3 \cdot 1,875}{24 \cdot 18}} = 22,5 \text{ мм.}$$

Шаг цепи во втором приближении равен $t' = 22,5$ мм. Ищем ближайшее значение стандартного шага цепи по таблице 3.7.

Таблица 3.7. Размеры и параметры цепей роликовых однорядных ПР и двухрядных 2ПР ГОСТ 13568—97

Обозначение цепи	Шаг цепи t , мм	Внутрен. ширина звена $B_{вн}$, мм	Диаметр ролика d_1 , мм	Разрушающая нагрузка F_R , кН	Масса 1-го метра цепи q , кг
Роликовые однорядные цепи нормальной серии ПР					
ПР-8-4,6	8,0	3,0	5,0	4,6	0,20
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	6,35	9,1	0,45
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,40	8,51	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2-2	12,7	7,75	8,51	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	10,16	23,0	0,80
ПР-15,875-23-2	15,875	9,65	10,16	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	11,91	31,8	1,9
ПР-25,4-60	25,4	15,88	15,88	60,0	2,6
ПР-31,75-89	31,75	19,05	19,05	89,0	3,8
ПР-38,1-12,7	38,1	25,4	22,23	12,7	5,5
ПР-44,45-172,4	44,45	25,4	25,4	172,4	7,5
ПР-50,8-227	50,8	31,75	28,58	227,0	9,7
ПР-63,5-354	63,5	38,1	39,68	354,0	16,0
Роликовые двухрядные цепи серии 2ПР					
2ПР-12,7-31,8	12,7	7,75	8,51	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	10,16	45,4	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	12,70	11,91	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	15,88	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	19,05	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,1	25,4	22,3	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,4	25,4	344,0	14,4
2ПР-50,8-453,6	50,8	31,75	28,58	453,6	19,1

Принимаем цепь ПР-25,4-60 ГОСТ 13568—97.

Характеристика цепи:

- шаг цепи — $t = 25,4$ мм;
- разрушающая нагрузка — $F_p = 60$ кН;
- масса одного метра цепи — $q = 2,6$ кг/м.

Определяем действительную скорость цепи:

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{24 \cdot 24,5 \cdot 400}{60 \cdot 1000} = 4,1 \text{ м/с.}$$

Уточняем допускаемое давление в шарнире. По данным таблицы 3.6, методом интерполяции, при шаге $t = 25,4$ мм для скорости 4,1 м/с допускаемое давление в шарнире равно:

$$[\rho] = 17 \text{ МПа.}$$

Находим расчётное давление в шарнире:

$$\rho_p = 2,8^3 \frac{T_1 k_9 \cdot 10^3}{z_1 t^3} = 2,8^3 \frac{119,7 \cdot 1,875 \cdot 10^3}{24 \cdot 25,4^3} = 12,5 \text{ МПа.}$$

Сравниваем его с допускаемым давлением:

$$[\rho_p] = 12,5 < [\rho] = 17.$$

Условие работоспособности по давлению в шарнире выполнено.

Определяем межосевое расстояние в шагах.

Рекомендуемое значение равно: $a_t = (30 \dots 50) t$.

Принимаем значение межосевого расстояния в шагах: $a_t = 40 t$.

Находим межосевое расстояние, мм:

$$a = 40 t = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм.}$$

Вычисляем число звеньев в цепи:

$$L_t = 2a_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{a_t} = 2 \cdot 40 + \frac{24 + 60}{2} + \left(\frac{60 - 24}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{40} = 123.$$

Определяем диаметр делительных окружностей ведущей и ведомой звёздочек:

$$d_{д1} = \frac{z_1 t}{\pi} = \frac{24 \cdot 25,4}{\pi} = 194,14 \text{ мм;}$$

$$d_{д2} = \frac{z_2 t}{\pi} = \frac{60 \cdot 25,4}{\pi} = 485,35 \text{ мм.}$$

Определяем расчётную длину цепи:

$$L = L_t t = 123 \cdot 25,4 = 3124,2 \text{ мм.}$$

Проверим работоспособность цепи по числу ударов.

Действительное значение числа ударов:

$$U = \frac{4z_1 n_1}{60L_t} \leq [U].$$

Подставив значения, получим:

$$U = \frac{4 \cdot 24 \cdot 400}{40 \cdot 123} = 5,2 \text{ с}^{-1}.$$

Допускаемое значение числа ударов:

$$[U] = \frac{508}{t} = \frac{508}{25,4} = 20 \text{ с}^{-1}.$$

По числу ударов в секунду цепь является работоспособной.

Проверяем цепь на прочность по коэффициенту запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_t k + F_v + F_o} \geq [S]. \quad (3.4)$$

Определяем тангенциальную силу на ведущей звёздочке:

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{д1}} = \frac{2 \cdot 119,4 \cdot 10^3}{194,14} = 1229,8 \text{ Н}.$$

Находим центробежную силу:

$$F_v = qv^2 = 2,6 \cdot 4,1^2 = 43,7 \text{ Н}.$$

Определяем силу от провисания цепи:

$$F_o = 9,81 K_f q a, \quad (3.5)$$

где k_f — коэффициент провисания, зависящий от положения линии центров, соединяющих центры звездочек. Для горизонтальных передач $k_f = 6$, для наклоненных под углом 45° $k_f = 1,5$, для вертикальных передач $k_f = 1$. В нашем случае $k_f = 6$.

Тогда по формуле (3.5)

$$F_o = 9,81 \cdot 6 \cdot 2,6 \cdot 1016 \cdot 10^{-3} = 155,5 \text{ Н}.$$

Возвращаясь к формуле (3.4), определяем коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{56700}{1229,8 \cdot 1 + 43,7 + 155,5} = 39,7.$$

Допускаемая величина коэффициента запаса прочности, по данным таблицы 3.8, $[S] = 9,5$.

В проектируемой цепи запас прочности обеспечен.

Нагрузка на опоры со стороны цепи равна

$$F_{оп} = k_1 F_t + 2F_o = 1 \cdot 1229,8 + 2 \cdot 155,5 = 1385,3 \text{ Н}.$$

Выбранная цепь ПР-25,4-60 ГОСТ 13568—97 отвечает критериям работоспособности и надежности.

Таблица 3.8. Допускаемое значение коэффициента запаса прочности $[S]$

Шаг цепи t	Частота вращения n_1 меньшей звездочки z_1 , мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,6	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	—
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	—	—
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	—	—	—
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	—	—	—	—

Примечание. Если по соображениям получения минимальных габаритов предполагается использовать двухрядную цепь, то расчёт передачи ведут по предлагаемой методике, но момент T_1 уменьшают в два раза.

3.3. Расчёт закрытой цилиндрической зубчатой передачи

В результате расчёта необходимо определить геометрические параметры передачи, показанные на рисунке 3.4.

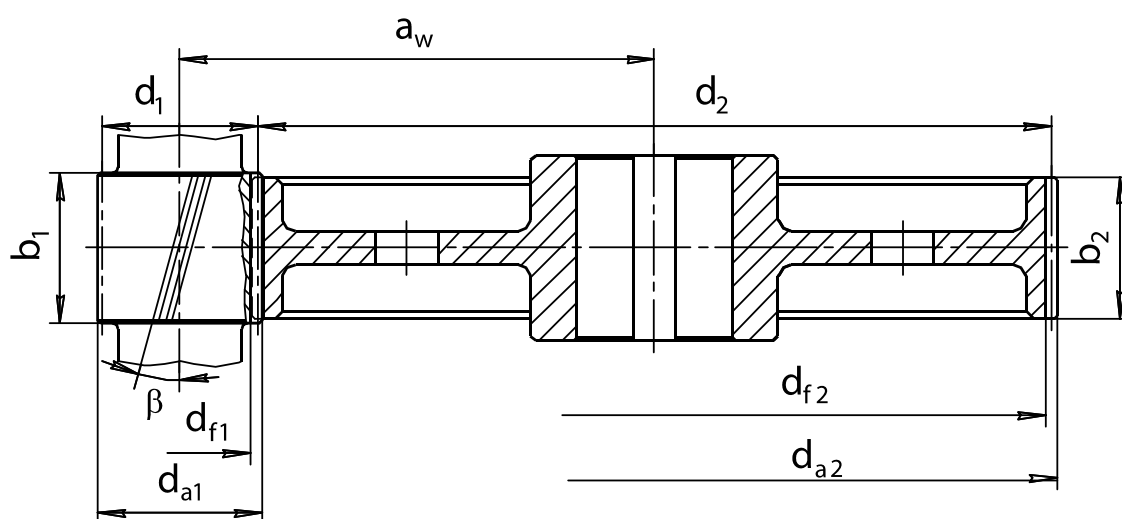


Рис. 3.4. Геометрические параметры цилиндрической передачи

Данные технического задания:

- крутящий момент на валу колеса — $T_2 = 55$ Н·м;
- частота вращения валов:

- ведущего — $n_1 = 950 \text{ мин}^{-1}$;
- ведомого — $n_2 = 190 \text{ мин}^{-1}$;
- угловая скорость валов:
 - ведущего — $\omega_1 = 100 \text{ с}^{-1}$;
 - ведомого — $\omega_2 = 20 \text{ с}^{-1}$;
- передаточное число — $i_{PED} = 5$;
- срок службы привода — $L_R = 5 \text{ лет}$;
- коэффициент годового использования — $K_{ГОД} = 0,5$;
- коэффициент суточного использования — $K_{СУТ} = 0,29$.

Нагрузка нереверсивная. Колеса косозубые.

*Срок службы привода машины и число циклов нагружения
зубьев шестерни и колеса*

Срок службы привода рабочей машины определяется исходя из количества лет работы, коэффициента годового использования и коэффициента суточного использования. Определяем срок службы передачи в часах:

$$L_h = 365 L_G K_{ГОД} 24 K_{СУТ} = 365 \cdot 5 \cdot 0,5 \cdot 24 \cdot 0,29 = 6351 \text{ ч},$$

где L_G — срок службы привода, лет;

$K_{ГОД}$ — коэффициент годового использования;

$K_{СУТ}$ — коэффициент суточного использования.

Определяем количество циклов нагружения шестерни и колеса:

$$N_1 = 573 \omega_1 L_h = 573 \cdot 100 \cdot 6351 = 363,9 \cdot 10^6 \text{ циклов},$$

$$N_2 = 573 \omega_2 L_h = 573 \cdot 20 \cdot 6351 = 72,8 \cdot 10^6 \text{ циклов},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости вращения шестерни и колеса соответственно, с^{-1} .

Выбор материала зубчатых колес

Сталь в настоящее время — основной материал для изготовления зубчатых колес и червяков.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни HB_1 назначается больше твердости колеса HB_2 на 20...30 НВ.

По таблице 3.9 выбираем материал для изготовления зубчатых колес.

Таблица 3.9. Механические характеристики сталей

Марка стали	Термообработка	Твердость (ср. знач.)	σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа
Ст3	—	—	400	240	—
Сталь 20	—	—	412	245	—
Сталь 35	Н	163-192 (178) HB	550	270	235
Сталь 40	У	192-228 (210) HB	700	400	300
Сталь 45	Н	179-207 (193) HB	600	320	260
Сталь 45	У	269-302 (286) HB	780	540	335
Сталь 40Х	У	235-262 (249) HB	790	640	375
Сталь 40Х	У+ТВЧ	48-53(51) HRC	900	750	410
Сталь 40ХН	У	269-302(286) HB	800	630	380
Сталь 40ХН	У+ТВЧ	48-53 (51) HRC	920	750	420
Сталь 35ХМ	У	269-302(286) HB	800	670	380
Сталь 35ХМ	У+ТВЧ	48-53(51) HRC	920	790	420

Примечание. Принятые обозначения: Н — нормализация, У — улучшение, ТВЧ — закалка токами высокой частоты.

Результаты выбора заносим в таблицу 3.10.

Таблица 3.10. Механические характеристики выбранных материалов

Деталь	Материал	Термообработка	Твёрдость поверхности зуба	σ_B , МПа (Н/мм ²)	σ_T , МПа (Н/мм ²)	σ_{-1} , МПа (Н/мм ²)
Шестерня	Сталь 45	Улучшение	210 HB	780	540	335
Колесо	Сталь 45	Нормализация	190 HB	600	320	260

Определяем допускаемые контактные напряжения в МПа:

$$[\sigma_{H1}] = K_{HL1} [\sigma_{H01}]; \quad (3.6)$$

$$[\sigma_{H2}] = K_{HL2} [\sigma_{H02}]. \quad (3.7)$$

где K_{HL1}, K_{HL2} — коэффициенты долговечности по контактным напряжениям для зубьев шестерни и колеса.

Для нормализованных или улучшенных колёс должно удовлетворяться условие $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$ и если $K_{HL} < 1$, то принимают $K_{HL} = 1$:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_1}};$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_2}},$$

где N_1, N_2 — число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка), млн циклов;

N_{H01}, N_{H02} — число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости при контактом напряжении, млн циклов.

По таблице 3.11 принимаем, в зависимости от твёрдости, $N_{H01} = 10$ млн циклов, $N_{H02} = 15,5$ млн циклов.

Таблица 3.11. Значение числа циклов N_{H0}

Ср. твердость поверхности зубьев	HB_{cp}	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC_{cp}	—	25	32	38	43	47	52	56	60
N_{H0} , млн циклов		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Находим значение коэффициентов долговечности по контакт-ным напряжениям K_{HL1} и K_{HL2} :

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_1}} = \sqrt[6]{\frac{16,5 \cdot 10^6}{363,9 \cdot 10^6}} = 0,60;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_2}} = \sqrt[6]{\frac{21,7 \cdot 10^6}{72,8 \cdot 10^6}} = 0,72.$$

Так как значение коэффициента долговечности получилось меньше единицы, принимаем значение $K_{HL1} = 1$ и $K_{HL2} = 1$ (т.е. материал работает в зоне горизонтального участка кривой Велера за базовым числом циклов N_{H01} , N_{H02}).

По эмпирическим зависимостям допускаемое контактное напряжение, соответствующее пределу контактной выносливости, равно:

$$[\sigma_{H01}] = 1,8HB_1 + 67 = 1,8 \cdot 210 + 67 = 440 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H02}] = 1,8HB_2 + 67 = 1,8 \cdot 190 + 67 = 409 \text{ МПа}.$$

Возвращаясь к формулам (3.6) и (3.7), получаем:

$$[\sigma_{H1}] = K_{HL1}[\sigma_{H01}] = 1 \cdot 607 = 607 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = K_{HL2}[\sigma_{H02}] = 1 \cdot 535 = 535 \text{ МПа}.$$

Для прямозубых передач расчёт ведётся по минимальному значению допускаемого контактного напряжения.

Для косозубых передач расчёт будем вести по среднему значению допустимого контактного напряжения:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,23[\sigma_{H\min}];$$

$$[\sigma_H] = 0,45(440 + 409) = 380 \text{ МПа};$$

Проверяем условие:

$$[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H\min}];$$

$$1,23[\sigma_{H\min}] = 1,23 \cdot 404 = 497 \text{ МПа}.$$

Условие удовлетворяется, т.к.

$$[\sigma_H] = 380 < 1,23[\sigma_{H\min}] = 497 \text{ МПа}.$$

Принимаем значение допускаемых контактных напряжений:

$$[\sigma_H] = 380 \text{ МПа.}$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_{F1}] = 1,03 HB_1 = 1,03 \cdot 210 = 216 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_{F2}] = 1,03 HB_2 = 1,03 \cdot 190 = 196 \text{ МПа.}$$

Расчёт модуля зацепления выполняют по меньшему значению допускаемого напряжения изгиба $[\sigma_F] = 196 \text{ МПа}$.

Проектный расчёт зацепления

Главный геометрический параметр (межосевое расстояние) определяется по формуле

$$a_w = K_a (i_{PED} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{\psi_a i_{PED}^2 [\sigma]^2} K_{H\beta}}$$

где K_α — вспомогательный коэффициент: для косозубых передач — $K_\alpha = 43$;

для прямозубых передач — $K_\alpha = 49,5$;

ψ_a — коэффициент ширины венца колеса:

$$\psi_a = \frac{b_2}{a_w}.$$

Рекомендуемое значение $\psi_a = 0,28 \dots 0,36$. Принимаем $\psi_a = 0,3$;

$K_{H\beta}$ — коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев ($< 350 \text{ НВ}$) принимают $K_{H\beta} = 1$.

Подставив принятые значения, получим:

$$a_w = 43(5+1) \sqrt[3]{\frac{55 \cdot 10^3}{0,3 \cdot 5^2 \cdot 380^2}} = 95,5 \text{ мм.}$$

По таблице линейных размеров (см. табл. П5 приложения) принимаем $a_w = 100 \text{ мм}$.

Определяем минимальный модуль зацепления из расчёта на изгиб:

$$m = \frac{2K_m T_2 \cdot 10^3}{d_2 b_2 [\sigma_F]} \text{ мм,} \quad (3.8)$$

где K_m — вспомогательный коэффициент, для косозубых передач — $K_m = 5,8$;

для прямозубых передач — $K_m = 6,8$ [4, с. 62];

d_2 — делительный диаметр колеса, мм:

$$d_2 = \frac{2a_w i_{PED}}{i_{PED} + 1} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 5}{5 + 1} = 166,67 \text{ мм;}$$

b_2 — ширина венца колеса, мм:

$$b_2 = \psi_a a_w = 0,3 \cdot 100 = 30 \text{ мм.}$$

В соответствии с ГОСТ 6636—69 (см. табл. П5 приложения) принимаем $b_2 = 30$ мм.

Возвращаясь к формуле (3.8), находим минимально допустимое значение модуля:

$$m = \frac{2K_m T_2 \cdot 10^3}{d_2 b_2 [\sigma_F]} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 55 \cdot 10^3}{166,67 \cdot 30 \cdot 196} = 0,65 \text{ мм.}$$

Мелкомодульные передачи отличаются пониженным шумом работы, но требуют высокой точности изготовления и монтажа, поэтому воспользуемся рекомендацией величину модуля принимать из стандартного ряда по межосевому расстоянию:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) 100 = 1 \dots 2 \text{ мм.}$$

Стандартный ряд модулей: 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10. По стандартному ряду модулей принимаем $m_n = 1,5$ мм.

Т. к. мы имеем дело с косозубыми колёсами, то в формулах оперируем нормальным модулем m_n .

Определяем угол наклона зубьев из условия обеспечения коэффициента осевого перекрытия по условию $\xi_\beta \geq 1,1$:

$$\beta_{\min} = \frac{3,5 m_n}{b_2} = \arcsin \frac{3,5 \cdot 1,5}{30} = 10,1^\circ.$$

Рекомендуемые пределы $8 \dots 15^\circ$. Предварительно угол наклона принимаем $\beta = 11^\circ$.

Определяем число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n (i + 1)} = \frac{2 \cdot 100 \cdot \cos 11^\circ}{1,5 (5 + 1)} = 21,8 > z_{\min} \approx 17.$$

Принимаем число зубьев $z_1 = 22$.

Находим число зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 i = 22 \cdot 5 = 110.$$

Уточним угол наклона зубьев:

$$\beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a_w} = \arccos \frac{1,5 (22 + 110)}{2 \cdot 100} = 8,1096^\circ.$$

Определяем фактические основные геометрические параметры передачи, мм (для диаметров — считать до четвёртого знака после запятой, округлять до второго).

Результаты расчёта сводим в таблицу 3.12.

Таблица 3.12. Геометрические параметры передачи

Параметр		Шестерня	Колесо
Число зубьев		$z_1 = 22$	$z_2 = 110$
Диаметр	Делительный	$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta} =$ $= \frac{1,5 \cdot 22}{0,990} = 33,33$	$d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta} =$ $= \frac{1,5 \cdot 110}{0,990} = 166,67$
	Вершин зубьев	$d_{a1} = d_1 + 2m =$ $= 33,33 + 2 \cdot 1,5 = 36,33$	$d_{a2} = d_2 + 2m =$ $= 166,67 + 2 \cdot 1,5 = 169,67$
	Впадин зубьев	$d_{f1} = d_1 - 2,4m =$ $= 33,33 - 2,4 \cdot 1,5 = 29,73$	$d_{f2} = d_2 - 2,4m =$ $= 166,67 - 2,4 \cdot 1,5 = 163,07$
Ширина венца		$b_1 = b_2 + (2 \dots 6) =$ $= 30 + 4 = 34$	$b_2 = \psi_a a_w = 0,3 \cdot 100 = 30$

Проверяем межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{33,33 + 166,67}{2} = 100 \text{ мм.}$$

Проверочный расчёт зацепления

Проверяем величину контактных напряжений:

$$\sigma_H = K_2 \sqrt{\frac{F_t (i_{\text{ред}} + 1)}{d_2 b_2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \leq [\sigma_H], \quad (3.9)$$

где K — вспомогательный коэффициент, для косозубых передач — $K = 376$; для прямозубых передач — $K = 476$;

F_t — окружная сила в зацеплении

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 55 \cdot 10^3}{166,67} = 660 \text{ Н;}$$

$K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, зависит от окружной скорости и степени точности.

Для определения $K_{H\alpha}$ вычисляем окружную скорость:

$$v = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{20 \cdot 166,67}{2 \cdot 10^3} = 1,67 \text{ м/с.}$$

По данным таблицы 3.13 назначаем 9-ю степень точности.

Таблица 3.13. Рекомендуемая степень точности от скорости V

Передача	Скорость, м/с			
	< 5	5-8	8-12,5	> 12,5
Прямозубая	9	8	7	6
Косозубая	9	9	8	7

По представленным в таблице 3.14 уравнениям, в зависимости от степени точности, определяем $K_{H\alpha}$.

Таблица 3.14. Значение коэффициента $K_{H\alpha}$ в функции скорости V

Степень точности	Уравнение
6-я	$K_{H\alpha} = 0,003 V + 1$
7-я	$K_{H\alpha} = 0,005 V + 1,016$
8-я	$K_{H\alpha} = 0,009 V + 1,05$
9-я	$K_{H\alpha} = 0,012 V + 1,1$

В нашем случае для 9-й степени точности:

$$K_{H\alpha} = 0,012 V + 1,1 = 0,012 \cdot 1,65 + 1,1 = 1,12.$$

Коэффициент динамической нагрузки K_{HV} находим по таблице 3.15.

Таблица 3.15. Значение коэффициентов K_{HV} и K_{FV} в функции скорости V

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость V , м/с					
		1	2	4	6	8	10
7	K_{HV}	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,07}{1,03}$	$\frac{1,14}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,29}{1,07}$	$\frac{1,36}{1,08}$
	K_{FV}	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,15}$	$\frac{1,58}{1,20}$	$\frac{1,67}{1,25}$
8	K_{HV}	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,08}$
	K_{FV}	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,56}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
9	K_{HV}	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,05}$	$\frac{1,30}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,09}$	$\frac{1,50}{1,12}$
	K_{FV}	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,50}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$

Примечание. В числителе данные для прямозубых колес, в знаменателе — для косозубых и колес с круговыми зубьями.

В нашем случае, $K_{HV} = 1,03$ и $K_{FV} = 1,07$.

Подставляем полученные значения в формулу (3.9):

$$\sigma_H = 376 \sqrt{\frac{660(5+1)}{166,67 \cdot 30}} 1,12 \cdot 1 \cdot 1,03 = 360 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется, так как

$$\sigma_H = 360 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 380 \text{ МПа.}$$

Определяем степень недогруженности материала колеса и шестерни:

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100\% = \frac{360 - 380}{380} 100\% = -5,2\%.$$

Недогрузка составляет 5,2%. Значение недогрузки допускается до 10% (как исключение — до 15%), а значение перегрузки — до 3% (5%). Недогрузка в пределах нормы.

Проверяем напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса.

Определяем действующее напряжение изгиба в зубьях колеса:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{Ft}{b_2 m_n} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma_{F2}], \quad (3.10)$$

где Y_{β} — коэффициент, учитывающий наклон зуба:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 1 - \frac{8,1^\circ}{140^\circ} = 0,942;$$

$K_{F\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Зависит от степени точности

Степень точности	6-я	7-я	8-я	9-я
Коэффициент $K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

Принимаем $K_{F\alpha} = 1$;

$K_{F\beta}$ — коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев (твёрдость < 350 HB) $K_{F\beta} = 1$;

K_{FV} — коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости и степени точности (по данным табл. 3.14) $K_{Fg} = 1,05$.

По данным таблицы 3.16 методом интерполяции находим $Y_{F1} = 3,99$.

Таблица 3.16. Значение коэффициента Y_F

z или z_v	Y_F	z или z_v	Y_F
12	—	60	3,62
16	4,28	71	3,61
20	4,07	80	3,60
25	3,90	90	3,60
32	3,78	100	3,60
40	3,70	180	3,62
50	3,68	> 180	3,63

Возвращаясь к формуле (3.10), получаем:

$$\sigma_{F2} = 3,60 \cdot 0,942 \frac{660}{30 \cdot 1,5} 1 \cdot 1 \cdot 1,05 = 52,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 52,2 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 196 \text{ МПа}.$$

Определяем действующее напряжение изгиба в зубьях шестерни:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}];$$

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{22}{\cos^3 8,1^\circ} = 23.$$

Находим напряжения изгиба в зубьях шестерни:

$$\sigma_{F1} = 52,2 \frac{3,99}{3,60} = 57,8 \text{ МПа}.$$

Проверяем удовлетворение условия прочности:

$$\sigma_{F1} = 57,8 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 216 \text{ МПа}.$$

По напряжениям изгиба имеет место значительный запас. Учитывая, что по последствиям разрушения (поломка зуба) напряжения изгиба наиболее опасны, модуль оставляем без изменения.

Размеры передачи лимитируются контактной прочностью зубьев.

3.4. Расчёт закрытой конической зубчатой передачи

В результате расчёта необходимо определить геометрические параметры передачи, показанные на рисунке 3.5.

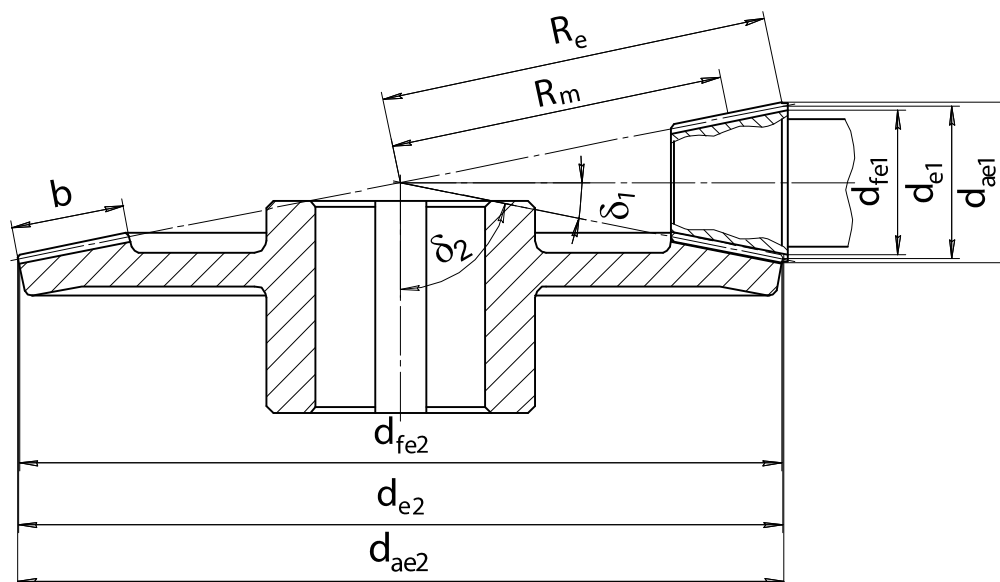


Рис. 3.5. Геометрические параметры конической зубчатой передачи

Исходные данные:

- крутящий момент на валу колеса — $T_2 = 398,4 \text{ Н·м}$;
- частота вращения валов:

- ведущего — $n_1 = 300 \text{ мин}^{-1}$;
- ведомого — $n_2 = 120 \text{ мин}^{-1}$;
- угловая скорость валов:
 - ведущего — $\omega_1 = 31,4 \text{ с}^{-1}$;
 - ведомого — $\omega_2 = 12,6 \text{ с}^{-1}$;
- передаточное число — $i = 2,5$;
- передача является закрытой, прямозубой, не реверсивной;
- срок службы привода — $L_R = 5 \text{ лет}$;
- коэффициент годового использования — $K_{\text{ГОД}} = 0,11$;
- коэффициент суточного использования — $K_{\text{СУТ}} = 0,3$.

*Срок службы привода и число циклов нагружения
зубьев шестерни и колеса*

Срок службы привода рабочей машины:

$$L_h = 365 L_R K_{\text{ГОД}} K_{\text{СУТ}} 24 = 365 \cdot 5 \cdot 0,3 \cdot 0,11 \cdot 24 = 1445 \text{ ч},$$

где L_R — срок службы привода, лет;

$K_{\text{ГОД}}$ — коэффициент годового использования;

$K_{\text{СУТ}}$ — коэффициент использования в течение суток.

Определяем количество циклов работы шестерни и колеса:

$$N_1 = 573 \cdot \omega_1 \cdot L_h = 573 \cdot 31,4 \cdot 1445 = 26 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_2 = 573 \omega_2 L_h = 573 \cdot 12,6 \cdot 1445 = 10 \cdot 10^6 \text{ циклов},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости вращения колеса и шестерни соответственно, с^{-1} .

Выбор материала зубчатых колес

Сталь в настоящее время является основным материалом для изготовления зубчатых колес. Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни HB назначается больше твердости колеса HB₂ на 20...30 HB.

Твердость материала шестерни и колеса $H \leq 350 \text{ HB}$.

По таблице 3.9 принимаем материал Сталь 45. Результаты выбора заносим в таблицу 3.17.

Таблица 3.17. Выбор материала

Деталь	Материал	Термообработка	Твердость поверхности зуба	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_T , МПа
Шестерня	Сталь 45	Улучшение	300 HB	890	380	650
Колесо	Сталь 45	Улучшение	260 HB	780	335	540

Определяем допускаемые контактные напряжения в МПа:

$$[\sigma_{H1}] = K_{HL1}[\sigma_{H01}]; \quad (3.11)$$

$$[\sigma_{H2}] = K_{HL2}[\sigma_{H02}]. \quad (3.12)$$

где K_{HL1}, K_{HL2} — коэффициенты долговечности для зубьев шестерни и колеса:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_1}} = \sqrt[6]{\frac{25 \cdot 10^6}{26 \cdot 10^6}} = 0,99;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_2}} = \sqrt[6]{\frac{21,7 \cdot 10^6}{10 \cdot 10^6}} = 1,14,$$

N_{H01}, N_{H02} — число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости, млн циклов.

N_1, N_2 — число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка), млн циклов. По таблице 3.11 принимаем $N_{H01} = 25$ млн циклов, $N_{H02} = 21,7$ млн циклов. Так, значение коэффициента долговечности K_{HL1} получилось меньше единицы, принимаем значение $K_{HL1} = 1$, а $K_{HL2} = 1,14$.

$[\sigma_{H01}], [\sigma_{H02}]$ — допускаемое контактное напряжение, соответствующее пределу контактной выносливости, МПа:

$$[\sigma_{H01}] = 1,8HB_1 + 67 = 1,8 \cdot 300 + 67 = 607 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_{H02}] = 1,8HB_2 + 67 = 1,8 \cdot 260 + 67 = 535 \text{ МПа}.$$

Возвращаясь к формулам (3.11) и (3.12), находим допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma_{H1}] = K_{HL1}[\sigma_{H01}] = 1 \cdot 607 = 607 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = K_{HL2}[\sigma_{H02}] = 1,14 \cdot 535 = 610 \text{ МПа}.$$

Расчёт будем вести по минимальному значению $[\sigma_{H1}] = 607$ МПа.

Определяем допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_{F1}] = K_{FL1}[\sigma_{F01}] = 1 \cdot 309 = 309 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F2}] = K_{FL2}[\sigma_{F02}] = 1 \cdot 269 = 269 \text{ МПа},$$

где K_{FL1}, K_{FL2} — коэффициенты долговечности для зубьев шестерни и колеса:

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_1}}; \quad K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_2}}$$

N_{H01}, N_{H02} — число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости, млн циклов. Для всех сталей его величина принимается равной $N_{H01} = 4$ млн циклов, $N_{H02} = 4$ млн циклов;

N_1, N_2 — число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка), млн циклов.

Так как в обоих случаях $N > N_{F0}$, то принимаем $K_{FL1} = 1$ и $K_{FL2} = 1$:

$$[\sigma_{F01}] = 1,03HB_1 = 1,03 \cdot 300 = 309 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F02}] = 1,03HB_2 = 1,03 \cdot 260 = 269 \text{ МПа}.$$

Расчёт модуля зацепления для зубчатых передач с прямыми и непрямыми зубьями выполняют по меньшему значению $[\sigma_F]$ из полученных для шестерни $[\sigma_{F1}]$ и колеса $[\sigma_{F2}]$, т.е. по менее прочным зубьям. Принимаем $[\sigma_F] = 269$ МПа.

Проектный расчёт конической зубчатой передачи

Определяем внешний делительный диаметр колеса:

$$d_{e2} \geq 165 \sqrt[3]{\frac{i T_2 \cdot 10^3}{g_H [\sigma]_H^2}} K_{H\beta} = 165 \sqrt[3]{\frac{2,5 \cdot 398,4 \cdot 10^3}{1 \cdot 607^2}} \cdot 1 = 229,8 \text{ мм},$$

где T_2 — вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м;

i — передаточное число;

g_H — коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес $g_H = 1$.

Полученное значение d_{e2} округляем до ближайшего числа по данным таблицы П5 приложения. Принимаем $d_{e2} = 230$ мм;

$[\sigma_H]$ — допустимое контактное напряжение, МПа;

$K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями $K_{H\beta} = 1$.

Определяем углы делительных конусов шестерни и колеса:

$$\delta_2 = \arctg i = \arctg 2,5 = 68,19859^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 68,19859^\circ = 21,80141^\circ.$$

Определяем внешнее конусное расстояние:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{230}{2 \cdot \sin 68,19859} = 123,9 \text{ мм}.$$

Определяем ширину зубчатого венца шестерни и колеса:

$$b = \psi_R R_e = 0,285 \cdot 123,9 = 35,3 \text{ мм},$$

где ψ_R — коэффициент ширины венца. Рекомендуемая величина

$$\psi_R = (0,25 \dots 0,30). \text{ Принимаем } \psi_R = 0,285.$$

Значение b округляем до целого числа по ряду R_{a40} (табл. П5 приложения). Принимаем $b = 36$ мм.

Определяем внешний окружной модуль:

$$m_e = \frac{14 T_2 10^3}{g_F d_{e2} b [\sigma_F]} K_{F\beta} = \frac{14 \cdot 398,4 \cdot 10^3}{0,85 \cdot 230 \cdot 38 \cdot 269} \cdot 1 = 2,79 \text{ мм},$$

где $K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями $K_{H\beta} = 1$;

g_F — коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес $g_F = 0,85$;

$[\sigma_F]$ — допускаемое напряжение изгиба, МПа.

Значение модуля, полученное с точностью до двух знаков после запятой, до стандартной величины не округляем.

Определяем число зубьев колеса и шестерни:

$$Z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e} = \frac{230}{2,79} = 82,4 \approx 82;$$

$$Z_1 = \frac{Z_2}{i} = \frac{82}{2,5} = 32,8 \approx 33.$$

Определяем фактическое передаточное число i_ϕ и проверяем его отклонение:

$$i_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{82}{33} = 2,5.$$

Фактическое передаточное число не отличается от заданного.

Определяем действительные углы делительных конусов шестерни и колеса:

$$\delta_2 = \arctg i = \arctg 2,5 = 68,19859^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 68,19859^\circ = 21,80141^\circ.$$

Определяем фактические внешние диаметры шестерни и колеса:

$$d_{e1} = m_e Z_1 = 2,79 \cdot 33 = 92,07 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e Z_2 = 2,79 \cdot 82 = 228,78 \text{ мм};$$

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cos \delta_1 = 92,07 + \\ + 2(1 + 0)2,79 \cos 21,80141^\circ = 97,25 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 - x_{e2})m_e \cos \delta_2 = 228,78 + \\ + 2(1 + 0)2,79 \cdot \cos 68,2^\circ = 230,85 \text{ мм};$$

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2(1,2 - x_{e1})m_e \cos \delta_1 = \\ = 92,07 - 2(1,2 - 0)2,79 \cos 21,8^\circ = 85,85 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2(1,2 - x_{e2})m_e \cos \delta_2 = \\ = 228,78 - 2(1,2 - 0)2,79 \cos 68,2^\circ = 226,29 \text{ мм}.$$

Определяем средний делительный диаметр шестерни и колеса:

$$d_1 \approx 0,857 d_{e1} = 0,857 \cdot 92,07 = 78,90 \text{ мм};$$

$$d_2 \approx 0,857 d_{e2} = 0,857 \cdot 228,78 = 196,06 \text{ мм}.$$

Проверочные расчёты

Проверяем контактные напряжения, МПа:

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{i_\phi^2 + 1}}{g_H d_{e2} b}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma_H],$$

где F_t — окружная сила в зацеплении, Н:

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 398,4 \cdot 10^3}{196,06} = 4064 \text{ Н.}$$

$K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колес. Принимается $K_{H\alpha} = 1$;

$K_{H\beta}$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба;

K_{Hv} — коэффициент динамической нагрузки. Определяется в зависимости от окружной скорости колес:

$$v = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{12,6 \cdot 196,06}{2 \cdot 10^3} = 1,24 \text{ м/с.}$$

По таблице 3.13 назначаем степень точности передачи — 9.

Из таблицы 3.15 для 9 степени точности принимаем $K_{Hv} = 1,07$.

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{4064 \cdot \sqrt{2,5^2 + 1}}{1 \cdot 196,06 \cdot 38}} 1 \cdot 1 \cdot 1,07 = 589 \text{ МПа.}$$

Проверяем выполнение условия контактной прочности:

$$\sigma_H = 589 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 607 \text{ МПа.}$$

Определяем недогруженность передачи по контактному напряжению:

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100\% = \frac{586 - 607}{608} 100\% = -2,97\%.$$

Недогруженность передачи находится в пределах допускаемого ($< 10\%$).

Проверка напряжений изгиба зубьев шестерни σ_{F2} и колеса σ_{F2} :

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta \frac{F_t}{g_F b m_e} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_{F2}],$$

где Y_{F2} — коэффициент формы зуба колеса. Определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса Z_{v2} :

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{82}{\cos 68,19859^\circ} = 221.$$

По таблице 3.16 принимаем $Y_{F2} = 3,63$;

Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для прямозубых колес принимаем $Y_\beta = 1$:

$$\sigma_{F2} = 3,63 \cdot 1 \frac{4064}{0,85 \cdot 38 \cdot 2,79} 1 \cdot 1 \cdot 1,055 = 173 \text{ МПа};$$

$K_{F\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{F\alpha} = 1$;

K_{Fv} — коэффициент динамической нагрузки. Определяется в зависимости от окружной скорости колес. По таблице 3.14 принимаем $K_{Fv} = 1,055$.

Проверяем соблюдение условия прочности при изгибе для колеса:

$$173 \text{ МПа} = \sigma_{F2} < [\sigma_{F2}] = 269 \text{ МПа}.$$

Находим недогруженность колеса при изгибе:

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_F - [\sigma_F]}{[\sigma_F]} 100\% = \frac{173 - 269}{269} 100\% = -35,7\%.$$

Перегрузка больше 10% допустима, т.к. нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью.

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}],$$

где Y_{F1} — коэффициент формы зуба шестерни. Определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса Z_{v1} :

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{33}{\cos 21,80141^\circ} \approx 35.$$

По таблице 3.16 принимаем $Y_{F1} = 3,75$.

Тогда расчётные напряжения изгиба составят

$$\sigma_{F1} = \frac{173 \cdot 3,75}{3,63} = 179 \text{ МПа}.$$

Проверяем соблюдение условия прочности при изгибе для шестерни:

$$\sigma_{F1} = 179 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 309 \text{ МПа}.$$

По напряжениям изгиба имеет место значительный запас. Учитывая, что по последствиям разрушения (поломка зуба) напряжения изгиба наиболее опасны, модуль оставляем без изменения.

Размеры передачи лимитируются контактной прочностью зубьев.

3.5. Расчёт закрытой червячной передачи

В результате расчёта необходимо определить геометрические параметры передачи, показанные на рисунке 3.6.

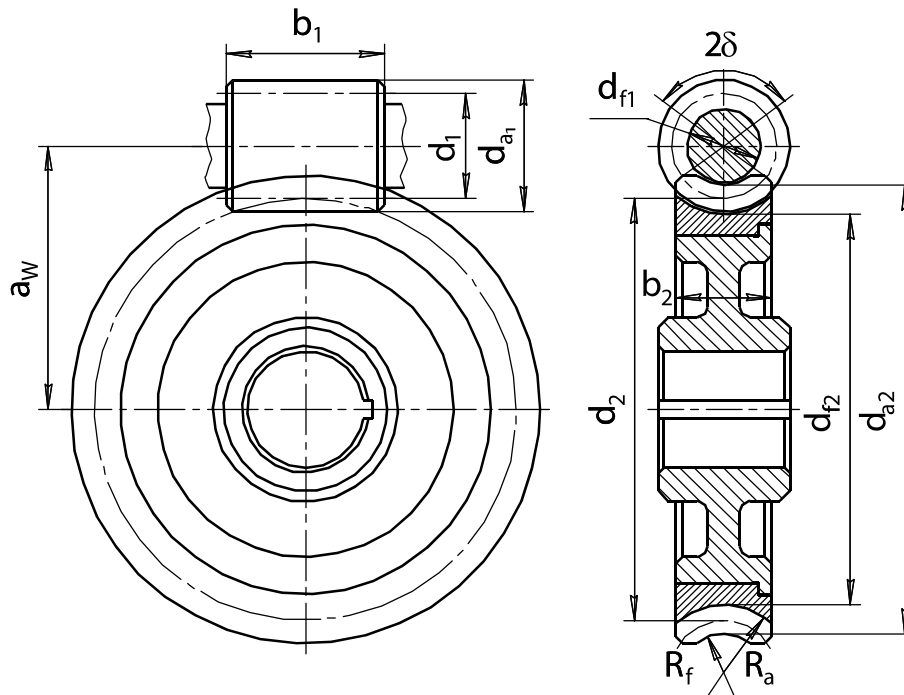


Рис. 3.6. Геометрические параметры червячной передачи

Исходные данные:

- крутящий момент на валу колеса — $T_2 = 480 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- частота вращения валов:
 - ведущего — $n_1 = 700 \text{ мин}^{-1}$;
 - ведомого — $n_2 = 20 \text{ мин}^{-1}$;
- угловая скорость валов:
 - ведущего — $\omega_1 = 73,3 \text{ с}^{-1}$;
 - ведомого — $\omega_2 = 2,1 \text{ с}^{-1}$;
- требуемое передаточное число — $i = 35,5$;
- передача является закрытой, нереверсивной;
- срок службы привода — $L_R = 5 \text{ лет}$;
- коэффициент годового использования — $K_{\text{ГОД}} = 0,5$;
- коэффициент суточного использования — $K_{\text{СУТ}} = 0,29$.

Выбор материалов червяка и червячного колеса

Для изготовления червяка выбираем Сталь 40Х с последующей закалкой ТВЧ. Так как прочность червяка намного выше прочности колеса, то расчёт на прочность проводим только для зубьев колеса. Наиболее употребительные материалы для изготовления червячных колес представлены в таблице 3.18.

Таблица 3.18. Материалы для червячных колес

Группа	Материал	σ_B , МПа	σ_T , МПа	Скорость скольжения V_s , м/с
I	БрО10Н1Ф1	285	165	> 5
	БрО10Ф1	230	140	
	БрО5Ц5С5	145	80	
II	БрА10Ж4Н4	650	430	2...5
	БрА10Ж3Мц1,5	450	300	
	БрА9Ж3Л	425	195	
	ЛЦ23Ф6Ж3Мц2	400	260	
III	СЧ18	355	—	< 2
	СЧ15	315	—	

Чтобы выбрать материал венца червячного колеса, следует определить скорость скольжения в месте его контакта с червяком:

$$V_s = 4 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4 \cdot 10^{-4} \cdot 700 \sqrt[3]{480} = 2,19 \text{ м/с}.$$

Учитывая малую скорость скольжения, выбираем из нижней части таблицы 3.18, для второй группы материалов, латунь ЛЦ23Ф6Ж3Мц2.

Определяем срок службы передачи в часах:

$$L_h = 365 L_T K_{год} 24 K_{сут} = 365 \cdot 5 \cdot 0,5 \cdot 24 \cdot 0,29 = 6351 \text{ ч},$$

где L_T — срок службы привода, лет;

Определяем количество циклов нагружения колеса:

$$N_2 = 573 \omega_2 L_h = 573 \cdot 2,1 \cdot 6351 = 7,6 \cdot 10^6 \text{ циклов},$$

где ω_2 — угловая скорость вращения колеса, с^{-1} .

Примечание. Если $N_2 > 25 \cdot 10^7$, то принять $N_2 = 25 \cdot 10^7$.

Определяем коэффициент долговечности по контактным напряжениям для зубьев колеса:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_2}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{7,6 \cdot 10^6}} = 1,034.$$

Определяем допускаемые контактные напряжения для колеса.

Допускаемые контактные напряжения определяются разными методами в зависимости от группы материалов.

Для материалов группы I в МПа:

$$[\sigma_H] = 0,9K_{HL2}C_V\sigma_B,$$

где C_V — коэффициент, учитывающий прогнозируемый износ материалов:

V_S	1	2	3	4	5	6	7	8
C_V	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Для материалов группы II: $[\sigma_H] = 300 - 25V_S$.

Для материалов группы III: $[\sigma_H] = 200 - 35V_S$.

В нашем случае, для материала II группы:

$$[\sigma_H] = 300 - 25V_S = 300 - 25 \cdot 2,47 = 238 \text{ МПа.}$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба для зубьев колеса.

Допускаемые напряжения изгиба определяются разными методами в зависимости от группы материалов.

Материалы группы I и II:

$$[\sigma_F] = (0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T)K_{FL2} \text{ МПа,}$$

где K_{FL2} — коэффициент долговечности по напряжениям изгиба для зубьев колеса:

$$K_{FL2} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_2}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{7,6 \cdot 10^6}} = 0,8.$$

В нашем случае, для материала II группы:

$$[\sigma_F] = (0,08 \cdot 400 + 0,25 \cdot 260)0,8 = 77,6 \text{ МПа}$$

Материалы группы III:

$$[\sigma_F] = 0,12\sigma_B K_{FL}.$$

Примечание. Если передача реверсивная, $[\sigma_F]$ уменьшают на 25%.

Заносим данные расчёта в таблицу 3.19.

Таблица 3.19. Механические характеристики материалов проектируемой червячной передачи

Элемент передачи	Марка материала	Термообработка. Способ отливки	Твердость HRC	σ_B	σ_T	$[\sigma_H]$	$[\sigma_F]$
Червяк	Сталь 40Х	Закалка ТВЧ	50...52	900	750	—	—
Колесо	ЛЦ23Ф6Ж3Мц2	Отливка в землю	—	400	260	238	77,6

*Проектный расчёт геометрических параметров
червячной передачи*

Определяем предварительное межосевое расстояние:

$$a'_w = 61 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\sigma_H]^2}} = 61 \sqrt[3]{\frac{480 \cdot 10^3}{238^2}} = 124,4 \text{ мм},$$

где T_2 — крутящий момент на валу червячного колеса, Н·м;

$[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение материала червячного колеса, МПа.

Стандартные значения межосевых расстояний: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500.

Принимаем межосевое расстояние равным ближайшему стандартному $a_w = 125$ мм.

Выбираем число витков червяка в зависимости от передаточного отношения передачи:

Передаточное отношение i	8...14	от 14 до 30	больше 30
Число витков червяка z_1	4	2	1

Принимаем число витков (заходов) червяка $z_1 = 1$.

Определяем число зубьев червячного колеса:

$$z_2 = z_1 i = 1 \cdot 35,5 = 35,5.$$

Принимаем целое число зубьев червячного колеса $z_2 = 36$.

Определяем предварительное значение модуля зацепления:

$$m' = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2} = 1,6 \frac{125}{36} = 5,6 \text{ мм}.$$

Стандартные значения модуля: 2,5; 3; 3,15; 3,5; 4; 5; 6; 7; 8; 10; 12; 12,5; 16.

Выбираем из стандартного ряда ближайшее значение модуля $m = 6$ мм.

Из условия жесткости определяем предварительное значение коэффициента диаметра червяка:

$$q' = (0,212 \dots 0,25) z_2 = 0,23 \cdot 36 = 8,28 \text{ мм}.$$

Стандартные значения коэффициента диаметра червяка: 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18.

Принимаем ближайшее $q = 8$.

Определяем коэффициент смещения (допускаемое значение коэффициента смещения не более ± 1):

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) = \frac{125}{6} - 0,5(8 + 36) = -1,17 > [\pm 1].$$

Ввиду того, что коэффициент смещения больше $[\pm 1]$, принимаем $z_2 = 35$. Тогда новое значение коэффициента смещения будет равно

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) = \frac{125}{6} - 0,5(8 + 35) = -0,67 < [\pm 1].$$

То есть величина коэффициента смещения не выходит за установленные границы.

Определяем фактическое передаточное число и его отклонения от заданного:

$$i_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{35}{1} = 35,$$

$$\Delta i = \frac{|i_\phi - i|}{i} 100\% = \frac{|35 - 35,5|}{35} 100\% = -1,4\% < [\pm 4\%].$$

То есть отклонение передаточного отношения от заданного не выходит за установленные границы.

Определяем фактическое значение межосевого расстояния:

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x) = 0,5 \cdot 6(8 + 35 + 2(-0,67)) = 224,98 \text{ мм.}$$

Определяем основные геометрические размеры передачи.

1. Основные размеры червяка:

– делительный диаметр $d_1 = qm = 8 \cdot 6 = 48 \text{ мм}$;

– начальный диаметр $d_{w1} = m(q + 2x) = 6(8 + 2(-0,67)) = 39,84 \text{ мм}$;

– диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2m = 48 + 2 \cdot 6 = 60 \text{ мм}$;

– диаметр впадин витков $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 48 - 2,4 \cdot 6 = 33,6 \text{ мм}$;

– делительный угол подъёма линии витков:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\frac{1}{8} = 7,125^\circ;$$

– длина нарезаемой части червяка:

$$b_1 = (10 + 5,5x + z_1)m = (10 + 5,5(-0,67) + 1)6 = 43,9 \text{ мм.}$$

По таблице П5 приложения принимаем длину нарезаемой части червяка равной 44 мм.

2. Основные размеры венца червячного колеса:

– делительный диаметр $d_2 = d_{w2} = mz_2 = 6 \cdot 34 = 210 \text{ мм}$;

– диаметр вершин зубьев:

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) = 210 + 2 \cdot 6(1 - 0,67) = 230 \text{ мм};$$

– наибольший диаметр колеса:

$$d_{aw2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 230 + \frac{6 \cdot 6}{1 + 2} = 242 \text{ мм};$$

– диаметр впадин зубьев:

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 210 - 2 \cdot 6(1 + 0,67) = 187,6 \text{ мм};$$

– ширина венца $b_2 = 0,355a_w = 0,355 \cdot 125 = 41,9 \text{ мм}$.

Принимаем ширину венца колеса равной 42 мм (согласовать с таблицей П5 приложения):

– радиусы закругления зубьев:

$$R_a = 0,5d_1 - m = 0,5 \cdot 48 - 6 = 18 \text{ мм},$$

$$R_f = 0,5d_1 + 1,2m = 0,5 \cdot 48 + 1,2 \cdot 6 = 31,2 \text{ мм};$$

– условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ :

$$\delta = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} = \arcsin \frac{42}{60 - 0,5 \cdot 6} = 47,5^\circ, \quad 2\delta = 95^\circ.$$

Проверочный расчёт червячной передачи

Определяем КПД червячной передачи:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 7,125^\circ}{\operatorname{tg}(7,125^\circ + 2,585^\circ)} = 0,731,$$

где φ — угол трения.

Угол трения определяется в зависимости от фактической скорости скольжения:

$$v_s = \frac{i_\phi \omega_2 d_1}{2 \cdot 10^3 \cos \gamma} = \frac{35 \cdot 2,22 \cdot 48}{2 \cdot 10^3 \cos 7,125^\circ} = 1,88 \text{ м/с},$$

где ω_2 — угловая скорость вала червячного колеса, с^{-1} .

По таблице 3.20 принимаем угол трения равным $2,585^\circ$.

Таблица 3.20. Значение угла трения φ

$v_s, \text{ м/с}$	φ	$v_s, \text{ м/с}$	φ	$v_s, \text{ м/с}$	φ
0,1	4,5...5,17	1,5	2,33...2,89	3	1,5...2
0,5	3,17...3,67	2	2...2,5	4	1,33...1,67
1,0	2,5...3,17	2,5	1,67...2,33	7	1...

Проверяем контактные напряжения зубьев колеса:

$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 d_2}} K \leq [\sigma_H],$$

где F_{t2} — окружная сила на колесе, Н:

$$F = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 480 \cdot 10^3}{210} = 4571 \text{ Н};$$

K — коэффициент нагрузки принимается в зависимости от окружной скорости колеса:

$$v_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{2,22 \cdot 210}{2 \cdot 10^3} = 0,23 \text{ м/с}.$$

Принимаем $K = 1$, т.к. $v_2 \leq 3 \text{ м/с}$ (для случая $v_2 > 3 \text{ м/с}$ $K = 1,1 \dots 1,3$).

$[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение зубьев колеса, МПа,
 $[\sigma_H] = 238 \text{ МПа}$ (см. табл. 3.19):

$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{4571}{48 \cdot 210}} \cdot 1 = 229 \text{ МПа}.$$

Определяем недогруженность передачи:

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100\% = \frac{229 - 238}{238} 100\% = -3,8\%.$$

Значение недогруженности находится в допускаемых пределах, так как $[\Delta\sigma_H] < 15\%$.

Проверяем напряжения изгиба зубьев, принимая $Y_{F2} = 1,64$ колеса по таблице 3.20:

$$\sigma_{F2} = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2}}{b_2 m} \leq [\sigma_{F2}] = 0,7 \cdot 1,64 \frac{4571}{42 \cdot 6} = 20,8 \text{ МПа}.$$

где $[\sigma_{F2}]$ — допускаемое напряжение изгиба зубьев колеса, $[\sigma_{F2}] = 77,6 \text{ МПа}$.

Y_{F2} — коэффициент формы зуба колеса, зависит от эквивалентного числа зубьев колеса (см. табл. 3.21):

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{35}{\cos^3 7,125^\circ} = 35,82.$$

Таблица 3.21. Коэффициент формы зуба Y_{F2} червячного колеса

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,77	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

Данные геометрического расчёта заносим в таблицу 3.22.

Таблица 3.22. Параметры червячной передачи, мм

Проектный расчёт			
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние a_w	224,98	ширина зубчатого венца колеса b_2	42
Модуль зацепления m	6	длина нарезаемой части червяка b_1	44
Коэффициент диаметра червяка q	8	диаметры червяка:	
		– делительный d_1	48
Делительный угол витков червяка γ , град.	7,125	– начальный d_{w1}	39,84
		– вершин витков d_{a1}	60
		– впадин витков d_{f1}	33,6
Угол обхвата червяка венцом колеса 2δ , град.	95	диаметры колеса	
		– делительный $d_2 = d_{w2}$	210
		– вершин зубьев d_{a2}	230
Число витков червяка z_1	1	– впадин зубьев d_{f2}	187,6
Число зубьев колеса z_2	35	– наибольший d_{aw2}	242
Проверочный расчёт			
Параметр	Допускаемые значения	Расчётные значения	Примечание
Коэффициент полезного действия η	–	0,731	
Контактные напряжения σ_H , МПа	238	228	
Напряжения изгиба σ_F , МПа	77,6	20,7	

3.6. Расчёт передачи винт-гайка

Основное назначение передачи винт-гайка — преобразование вращательного движения в поступательное. Примером использования передачи могут служить механизмы в домкратах, прессах, металлорежущих станках, сельскохозяйственных машинах, грузоподъёмных механизмах.

Передачи винт-гайка бывают с трением скольжения, с трением качения и весьма разнообразны по конструктивным решениям. В домкратах, прессах и съёмниках гайка обычно неподвижна, а винт совершает вращательное и поступательное движения. Встречаются домкраты с вращающейся гайкой, в этом случае винт совершает только поступательное движение. В токарно-винторезных станках разъемная гайка совершает возвратно поступательное движение, а винт только вращается.

К достоинствам механизмов с передачей винт-гайка следует отнести: простота конструкции, компактность, большой выигрыш в силе, возможность осуществления точных перемещений. В качестве недостатков надо отметить: низкий КПД, большое тепловыделение при больших скоростях скольжения, плохую износоустойчивость. Указанных недостатков не имеют механизмы с шариковыми гайками, где трение скольжения заменено на трение качения, но они гораздо сложнее по конструкции.

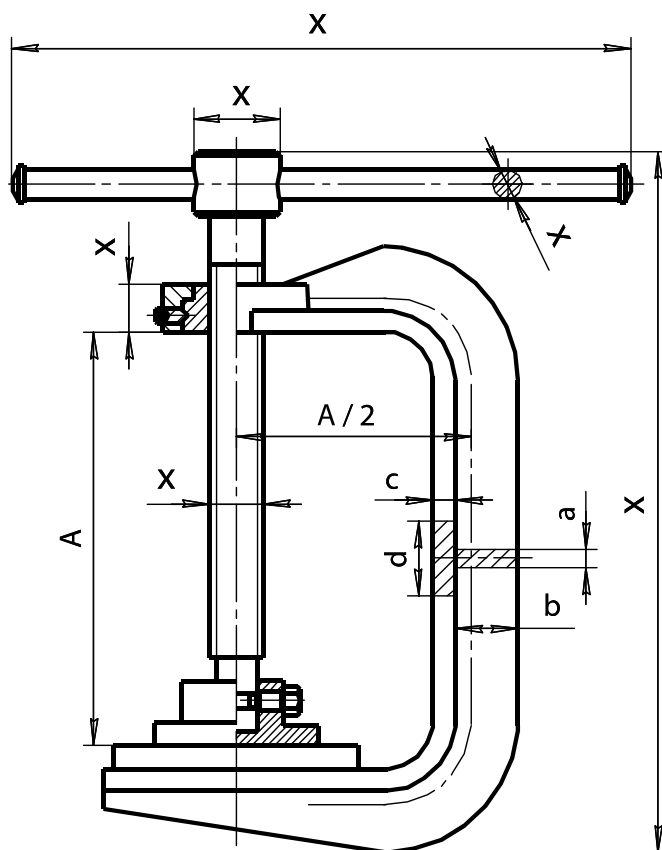
В передачах винт-гайка применяют в основном стандартные трапецеидальные, упорные и метрические резьбы. Резьба с прямоугольным профилем не стандартизирована. Эта резьба обеспечивает некоторый выигрыш в силе и более высокий КПД, но она нетехнологична, и прочность её витков ниже, чем у трапецеидальной и упорной резьбы. В простейших съемниках применяют метрическую резьбу. Для изготовления винтов обычно используют углеродистые стали обыкновенного качества марок Ст4, Ст5 (ГОСТ 380—94), а также качественную углеродистую конструкционную сталь: Сталь 40, Сталь 50 (ГОСТ 1050—88). Винты из легированных сталей с термической обработкой предназначены для передач, работающих при интенсивных перемещениях. В этих случаях применяют: Сталь 40Х, Сталь 40ХН, Сталь 65 (ГОСТ 4543—71).

Для гаек в передачах с повышенным износом применяют оловянистые бронзы марок: БрОФ10-05, БрОСЦ6-6-3, БрОФ-10-1 (ГОСТ 613—79). При работе с большими перерывами и умеренными нагрузками используют антифрикционный чугун АСЧ-1, АСЧ-2 или АЧВ-1, АЧВ-2 (ГОСТ 1585—85), а также серый чугун СЧ-12, СЧ-15, СЧ-18, СЧ-21 (ГОСТ 1412—88).

Критерии работоспособности передачи винт-гайка

В большинстве случаев основным критерием работоспособности винтовой пары является её износоустойчивость. Расчёт по этому критерию сводится к ограничению давления между поверхностями резьбы винта и гайки. Указанный расчёт выполняют в качестве проектного, служащего для определения диаметра винта. Вторым критерием работоспособности служит прочность винта, который в большинстве случаев работает на сжатие и кручение. Для винтов сжатия к числу главных критериев работоспособности также следует отнести их продольную устойчивость, определяемую коэффициентом запаса устойчивости S_{yc} . К критериям работоспособности винтовых механизмов относятся: прочность гаек, рукояток, штурвалов, винтов для стопорения гаек, корпусов и других элементов конструкции.

Данный механизм встроен в трубку (рис. 3.7).



Он состоит из винта с прямоугольной резьбой, гайки и других элементов конструкции. Крутящий момент на винт передается при помощи рукоятки, к которой прикладывает усилие рабочий. Рама струбцины имеет тавровое сечение.

Определяем средний диаметр резьбы по критерию износостойчивости:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_H \psi_h[p]}}, \quad (3.13)$$

66

По таблице 3.23 коэффициент высоты прямоугольной резьбы принимаем $\psi_h = 0,5$.

Таблица 3.23. Значения коэффициента Ψ_h для различных профилей резьбы

Тип резьбы	Ψ_h
Прямоугольная резьба	0,5
Трапецеидальная резьба	0,5
Упорная резьба	0,75
Метрическая резьба	0,54

Коэффициент высоты гайки принимаем $\psi_H = 2$.

Для сочетания материалов «незакаленная сталь-бронза» (табл. 3.24) принимаем $[p] = 8$ МПа (материал гайки — бронза БрО10Ф1).

Таблица 3.24. Допускаемое давление в резьбе $[p]$ для различных материалов

Материал пары винт-гайка	$[p]$, МПа
Закаленная сталь — бронза	11...13
Незакаленная сталь — бронза	8...10
Незакаленная сталь — чугун	4...6

Возвращаясь к формуле (3.13), находим предварительное значение среднего диаметра резьбы:

$$d_2^* = \sqrt{\frac{1800}{3,14 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot 8}} = 8,5 \text{ мм.}$$

Если по заданию проектируется передача со стандартной резьбой, то полученное значение среднего диаметра корректируем в сторону увеличения по таблицам П6-8 приложения для стандартных резьб. Там же берутся значения наружного диаметра d , внутреннего d_1 , а также шаг резьбы P .

В нашем случае предложено использовать прямоугольную резьбу. Определяем ее шаг по рекомендации:

$$P = 0,22d_2 = 0,22 \cdot 8,5 = 1,87 \text{ мм.}$$

Округляем полученный шаг по таблице П5 приложения до значения $P = 2$ мм. Диаметры рассчитываем по формулам:

$$d_1 = 4P = 4 \cdot 2 = 8 \text{ мм;}$$

$$d = d_1 + P = 8 + 2 = 10 \text{ мм;}$$

$$d_2 = d_1 + 0,5P = 8 + 1 = 9 \text{ мм.}$$

Находим геометрические размеры гайки, обозначение которых представлено на рисунке 3.8.

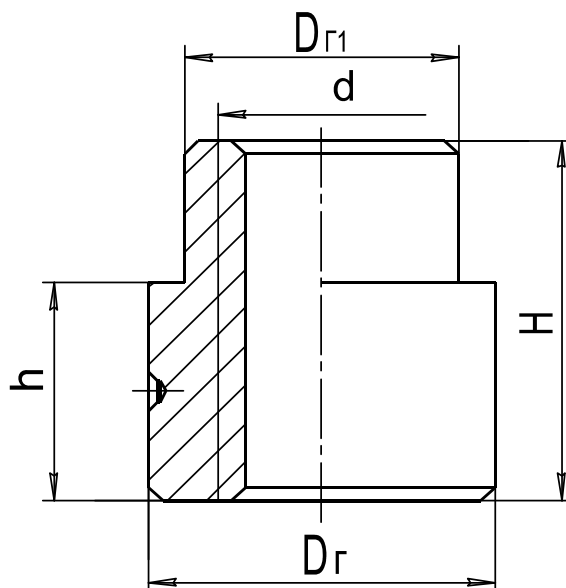


Рис. 3.8. Схема гайки с условными размерами

Высоту H определим в зависимости от выбранного нами коэффициента высоты гайки по формуле

$$H = \psi_H d_2 = 2 \cdot 9 = 18 \text{ мм.}$$

Число витков в гайке не должно превышать 10. Число витков определим по формуле

$$Z = \frac{H}{P} = \frac{18}{2} = 9.$$

Условие выполняется.

Высота буртика равна

$$h = 0,6H = 0,6 \cdot 18 = 10,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $h = 11$ мм.

Нижняя часть гайки работает на растяжение, поэтому диаметр гайки определяем по формуле

$$D_{\Gamma} = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]} + d^2} + 3,$$

где $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение растяжения, принимаемое по материалу гайки, МПа:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{s},$$

σ_T — предел текучести находится по данным таблицы 3.25;

s — коэффициент запаса прочности (1,5...2,5).

*Таблица 3.25. Механические свойства некоторых металлов
для передачи винт-гайка*

Марка материала	σ_T , МПа	σ_B , МПа	Марка материала	σ_T , МПа	σ_B , МПа
Ст2кп	190-220	330-420	Сталь 40Х	600-780	800-950
Ст3кп	200-240	370-470	Чугун СЧ18	—	180
Ст4кп	230-260	410-520	Чугун СЧ21	—	210
Ст5сп	260-290	500-640	Антифр. чугун АЧС-1	—	200
Сталь 20	250	420	Бронза Бр010Ф1	140	230
Сталь 30	300	500	Бронза Бр05Ц5С5	80	145
Сталь 40	340	580	Бронза БрА10Ж4Н4	430	650
Сталь 50	380	640	Бронза БрА10Ж3Мц1,5	300	450
Сталь 20Х (цемент)	630	850	Бронза БрА9ЖЗЛ	195	425

По таблице 3.25 для бронзы Бр010Ф1 $\sigma_T = 140$ МПа.

Коэффициент запаса прочности принимаем $s = 2,5$.

Подставляя принятые значения, получаем допускаемое напряжение растяжения:

$$[\sigma_p] = \frac{140}{2,5} = 56 \text{ МПа};$$

$$D_r = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 56} + 10^2} + 3 = 14,9 \text{ мм.}$$

Согласовываем полученное значение со стандартными линейными размерами (табл. П5 приложения). Принимаем $D_r = 16$ мм.

Диаметр буртика гайки определяем по допускаемому напряжению смятия от силы, действующей по оси винта:

$$D_{r1} = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{cm}]} + D_r^2} + 3 \text{ мм,}$$

где $[\sigma_{cm}]$ — допускаемое напряжение смятия для выбранного материала, МПа.

Для бронзы $[\sigma_{cm}] = 80$ МПа:

$$D_{r1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80} + 16^2} + 3 = 19,9 \text{ мм.}$$

С учетом того, что на цилиндрической поверхности буртика имеется углубление для фиксирующего винта принимаем $D_{r1} = 24$ мм.

Вычерчиваем эскиз гайки с рассчитанными размерами (рис. 3.9).

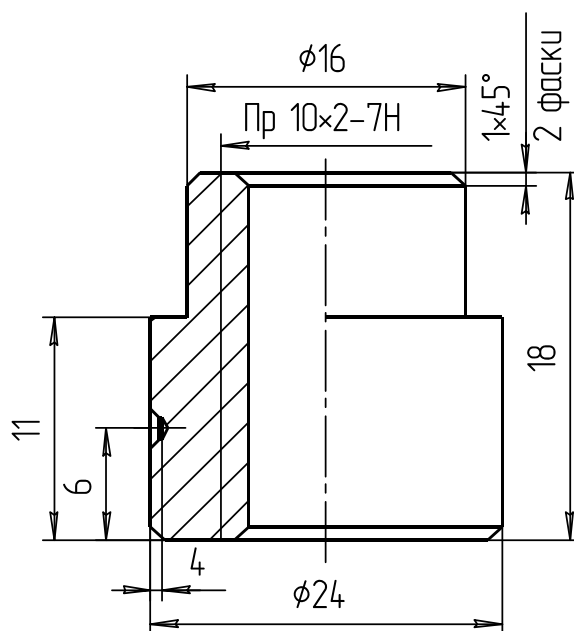


Рис. 3.9. Эскиз гайки
с рассчитанными размерами

Проверка соблюдения условия самоторможения

Для большинства механизмов, использующих передачу винт-гайка, является обязательным удовлетворение условия самоторможения:

$$\psi < \varphi,$$

где ψ — угол подъёма винтовой линии по среднему диаметру;
 φ — угол трения винтовой пары.

Угол трения определим из соотношения:

$$\varphi = \arctg f_D,$$

где f_D — действительный коэффициент трения в винтовой паре.

По таблице 3.26 для прямоугольной резьбы принимаем $f_{np} = f_D = 0,12$, а угол трения $\varphi = \arctg 0,12 = 6,84^\circ$.

Таблица 3.26. Значение f_{np} в зависимости
от типа и угла профиля резьбы

Тип резьбы	γ	f_{np}
Крепежная метрическая резьба	30°	$1,15f_\delta$
Ходовая трапецеидальная резьба	15°	$1,03f_\delta$
Ходовая упорная резьба	3°	f_δ
Прямоугольная резьба	0°	f_δ

Для всех видов резьбы угол подъёма определяется по соотношению

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi d_2}\right) = \arctg\left(\frac{2}{3,14 \cdot 9}\right) = 4,05^\circ,$$

где P — шаг резьбы, мм;
 d_2 — средний диаметр резьбы, мм.

Условие выполняется $\psi = 4,05^\circ < \varphi = 6,84^\circ$.

Определяем КПД винтовой передачи винт-гайка:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\varphi + \psi)} = \frac{\operatorname{tg} 4,05}{\operatorname{tg}(6,84 + 4,05)} = 0,37.$$

Проверка винта на устойчивость

Проверка сжатых винтов на устойчивость сводится к определению коэффициента запаса устойчивости S_{yc} .

Гибкость винта зависит от его диаметра, длины и определяется по формуле

$$\lambda = \frac{\mu l}{i},$$

где μ — коэффициент приведения длины винта, зависит от расчётной схемы винта (рис. 3.10);

l — расчётная длина винта, т.е. расстояние от середины гайки до опорной поверхности головки винта. При вывернутом до отказа винте можно принять $l = h$ подъёма + 0,5 Н гайки;

i — радиус инерции для круглого сечения, рассчитывается по внутреннему диаметру резьбы d_1 :

$$i = \sqrt{\frac{4I_{\text{пр}}}{\pi d_1^2}},$$

$I_{\text{пр}}$ — приведённый момент инерции круглого сечения:

$$I_p = \frac{\pi d_1^4}{64}.$$

В зависимости от гибкости винта λ или его приведённой длины $(\mu \times l)$, критическая сила (нагрузка) на винт определяется по формулам Эйлера или Ясинского.

Если $\lambda > 100$ или $(\mu \times l) > 25d_1$, то критическую силу определяют по формуле Эйлера:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EI_{\text{пр}}}{(\mu \times l)^2},$$

где E — модуль продольной упругости материала винта, МПа;

$(\mu \times l)$ — приведённая длина винта.

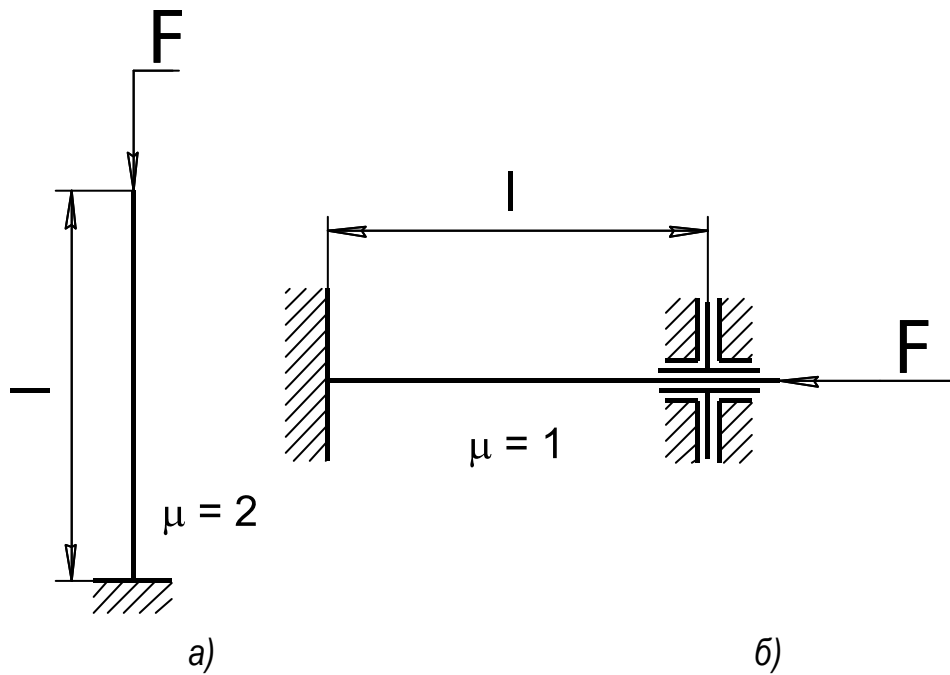


Рис. 3.10. Зависимость коэффициента μ от принятой расчётной схемы винта:

а) домкраты, съемники, струбцины; б) ходовые винты и валики

Если $\lambda < 100$ или $(\mu \times l) < 25d_1$, то критическую силу определяют по формуле Ясинского:

$$F_{кр} = \frac{\pi d_1^2}{4} (a - b\lambda),$$

где a и b — коэффициенты, принимаемые в зависимости от материала винта по таблице 3.27.

Таблица 3.27. Коэффициенты a и b в формуле Ясинского

Материалы	a , МПа	b , МПа
Ст3 и Сталь 20	310	1,14
Ст4	328	1,11
Ст5 и Сталь 30	345	1,24
Сталь 40	321	1,16
Сталь 45	450	1,67
Сталь 50	473	1,87
Чугун	776	1,20

Запас устойчивости винта определяется по уравнению

$$S_{yc} = F_{кр} / F > [S_{yc}],$$

где S_{yc} — должен составлять не менее 2,5. В случае если $S_{yc} < 2,5$, то диаметр винта следует увеличить и сделать его перерасчёт. Также потребуется изменить и размеры гайки.

Находим радиус инерции и гибкость винта:

$$i = \sqrt{\frac{4 \cdot 200,96}{3,14 \cdot 8^2}} = 2 \text{ мм}, \quad \lambda = \frac{2 \cdot 209}{2} = 209.$$

Так как гибкость винта получилась больше 100, то критическую силу F_{KP} , кН, определяем по формуле Эйлера

$$F_{KP} = \frac{\pi^2 EI_{PP}}{(\mu l)^2},$$

где E — модуль продольной упругости материала винта.

Для стали $E = 2 \times 10^5$ МПа;

I_{PP} — приведенный момент инерции для круглого сечения:

$$I_{PP} = \frac{\pi d_1^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 8^4}{64} = 200,96 \text{ мм}^4.$$

Критическая сила определяется по формуле

$$F_{KP} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 200,96}{(2 \cdot 209)^2} = 2268 \text{ Н}.$$

Запас устойчивости винта определяем по уравнению

$$S_{yc} = \frac{F_{KP}}{F} = \frac{2268}{1800} = 1,6 > [S_{yc}] = 1,5.$$

Условие выполняется.

Расчёт элементов винта и гайки на прочность

Винт в передаче винт-гайка испытывает напряжения сжатия или растяжения и кручения. Для оценки величины этих напряжений следует определить величину эквивалентного напряжения и сравнить ее с допускаемым напряжением растяжения, МПа:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_P^2 + 3\tau_{KP}^2} \leq [\sigma_P],$$

где σ_P — напряжение растяжения или сжатия:

$$\sigma_P = \frac{4F}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 1,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 8^2} = 36 \text{ МПа};$$

τ_{KP} — напряжение кручения:

$$\tau_{KP} = \frac{T_{TP}}{0,2d_1^3} = \frac{1,506 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 8^3} = 14,7 \text{ МПа};$$

T_{TP} — момент трения в резьбе, Н·м

$$T_{TP} = 0,5d_2 F \operatorname{tg}(\psi + \varphi) = 0,5 \cdot 9 \cdot 1,8 \operatorname{tg}(6,84 + 4,05) = 1,506 \text{ Н·м}.$$

Подставив значения, получаем эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{36^2 + 3 \cdot 14,7^2} = 44,1 \text{ МПа} < [\sigma_P] = 142 \text{ МПа}.$$

Условие прочности удовлетворяется.

Так как в передаче гайка изготавливается из менее прочного материала, чем винт, то резьбу в гайке проверим на срез:

$$\tau_{CP} = \frac{F}{\pi d_1 H K_{\Pi} K_H} \leq [\tau_{CP}], \quad (3.14)$$

где H — высота гайки, мм;

K_{Π} — коэффициент полноты резьбы (по таблице 3.28).

K_H — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам резьбы, принимается равным 0,6...0,7;

$[\tau_{CP}]$ — допускаемое напряжение среза, МПа:

$$[\tau_{CP}] = 0,6 \frac{\sigma_B}{[S]} = 0,6 \frac{230}{2} = 69 \text{ МПа};$$

σ_B — временное сопротивление. Для бронзы Бр010Ф1 $\sigma_B = 230$ МПа [табл. 3.25].

Таблица 3.28. Значения коэффициента K_{Π} для различных профилей резьбы

Тип резьбы	K_{Π}
Прямоугольная	0,5
Трапецеидальная	0,65
Упорная	0,75
Метрическая	0,87

Возвращаясь к формуле (3.14), находим

$$\tau_{CP} = \frac{1,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 10 \cdot 18 \cdot 0,65 \cdot 0,7} = 7 < [\tau_{CP}] = 69 \text{ МПа}.$$

Условие прочности удовлетворяется.

Конструирование и расчёт дополнительных элементов в передаче винт-гайка

Выбор размеров головки винта

Размеры головки винта (рис. 3.11) назначаются конструктивно:

$$D_2 = 1,9d = 1,9 \cdot 10 = 19 \text{ мм}.$$

Принимаем:

$$D_2 = 20 \text{ мм};$$

$$B = 1,5d = 1,5 \cdot 10 = 15 \text{ мм};$$

$$D_P = 0,5d = 0,5 \cdot 10 = 5 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр рукоятки $D_P = 6$ мм.

Определяем длину рукоятки.

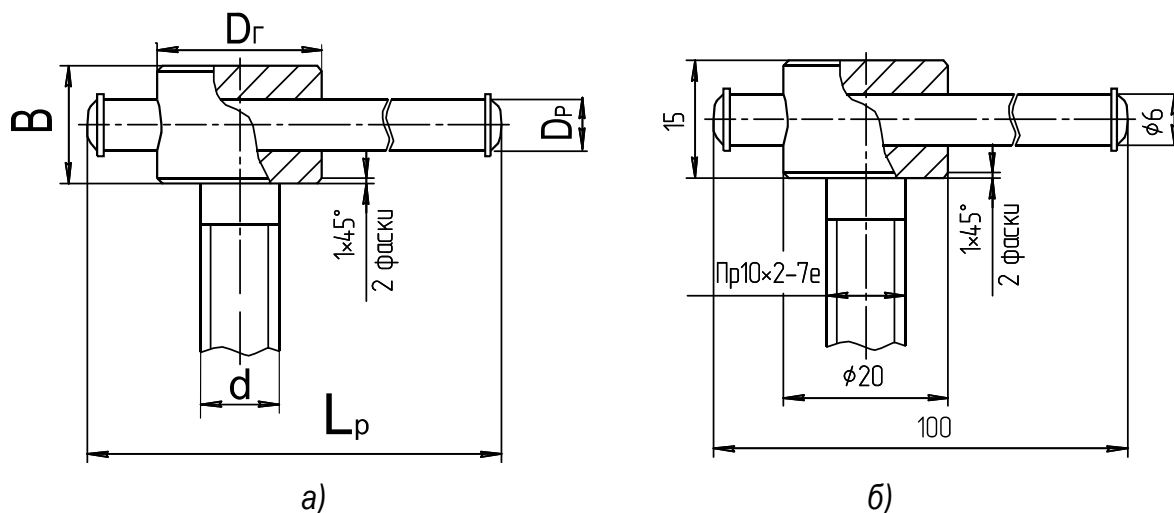


Рис. 3.11. Головка винта:
а — общий вид и б — с рассчитанными размерами

Общий момент сопротивления повороту винта равен

$$T_O = T_{TP} + T_H,$$

где T_{TP} — момент трения в резьбе, Н·м;

T_H — момент сопротивления в наконечнике, Н·м.

Величина момента сопротивления в наконечнике может быть принята $T_H = 0,5T_{TP}$. Следовательно, $T_O = 1,5T_{TP}$.

$$T_O = 1,5 \cdot 1,506 = 2,26 \text{ Н·м.}$$

С другой стороны, общий момент сопротивления T_0 , Н·м, преодолевается усилием рабочего, приложенного к рукоятке:

$$T_0 = F_P L_P,$$

где F_P — усилие рабочего на рукоятке. Примем его значение равным 50 Н;

L_P — длина рукоятки, выраженная из предыдущего уравнения, м:

$$L_P = \frac{T_O}{F_P} = \frac{2,26}{50} = 0,055 \text{ м.}$$

С учетом удобства расположения рукоятки в руке рабочего принимаем длину рукоятки $L_P = 60$ мм.

Диаметр рукоятки проверим по напряжению изгиба:

$$\sigma_H = \frac{T_O}{W_X} \leq [\sigma_H], \quad (3.15)$$

где W_X — осевой момент сопротивления, мм³. Примем диаметр рукоятки $D_P = 6$ мм, тогда $W_X = 0,1D_P^3 = 0,1 \cdot 6^3 = 21,6 \text{ мм}^3$;

$[\sigma_H]$ — допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{340}{2,5} = 136 \text{ МПа;}$$

- σ_T — предел текучести. Выбираем для изготовления рукоятки материал Сталь 40. По данным табл. 3.24. для неё $\sigma_T = 340$ МПа;
 S — коэффициент запаса прочности. Рекомендуется выбирать в пределах 1,5...2,5.

Возвращаясь к формуле (3.15), находим расчётные напряжения изгиба и сравниваем их с допускаемыми напряжениями:

$$\sigma_{II} = \frac{T_O}{W_X} = \frac{1,506 \cdot 10^3}{21,6} = 69,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_{II}] = 135 \text{ МПа}.$$

Условие прочности удовлетворяется.

Выбор размеров наконечника винта

Передача усилия от вращающегося винта на неподвижную опорную поверхность детали требует использования специального наконечника. Наконечник воспринимает осевое усилие со стороны торца винта и передает его детали. При этом относительное круговое движение винта осуществляется в закрытом пространстве наконечника, куда помещается смазка.

На рисунке 3.12 представлены варианты двух видов наконечников винтов.

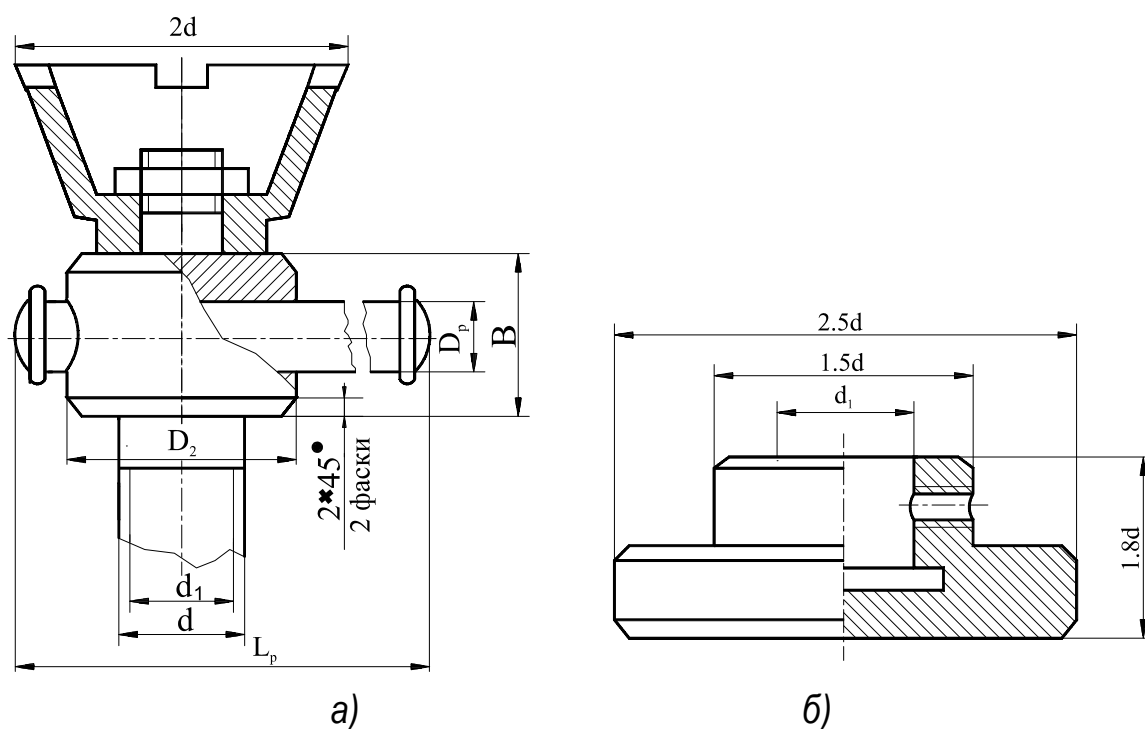


Рис. 3.12. Конструктивное оформление верхнего (а) и нижнего (б) наконечника винта

Конструкция наконечника по варианту рисунка 3.12, *а* рекомендуется для домкратов, а по варианту 3.12, *б* — для съемников и струбцин. Выбор размеров элементов винта производится по рекомендациям, приведенным на поле чертежа.

Размеры наконечника винта представлены на рисунке 3.13.

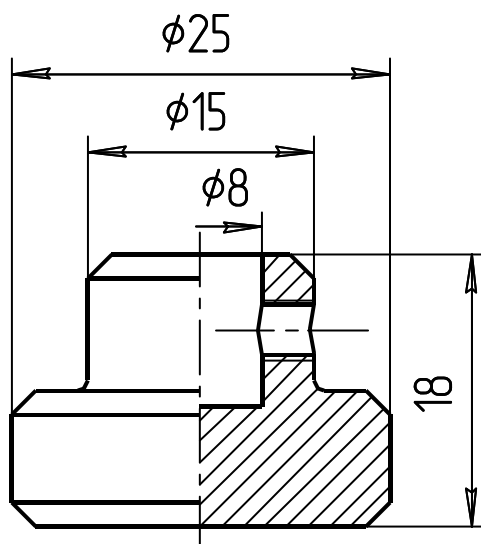


Рис. 3.13. Эскиз наконечника винта струбцины с размерами

Конструирование элементов металлоконструкции

Пример расчёта скобы для случая таврового сечения

Выбор размеров элементов скобы струбцины (тавровое сечение). Скоба струбцины имеет тавровое сечение и испытывает два вида деформации: изгиб и растяжение. Для расчётов принимаем скобу в форме рамы (рис. 3.14).

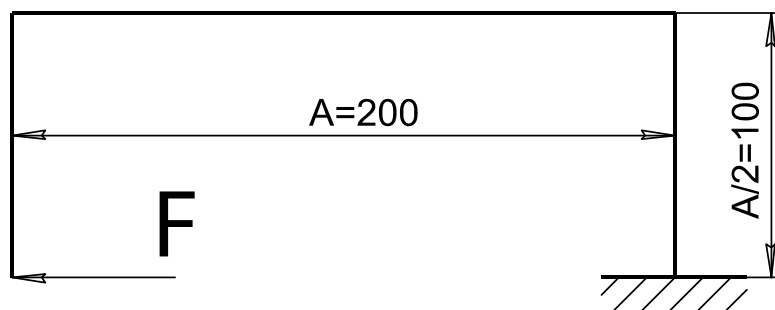


Рис. 3.14. Эскиз струбцины, представленный в виде статически нагруженной рамы

Для простоты решения, а именно, для того чтобы не рассчитывать реакции опоры, рассматриваем раму со свободного конца.

Максимальные напряжения в скобе складываются из напряжений растяжения и изгиба. Условие прочности должно удовлетворять формуле

$$\sigma_{\max} = \sigma_P + \sigma_H \leq [\sigma_P]. \quad (3.16)$$

Расчёт проводим методом последовательных приближений, задавшись размерами таврового сечения скобы (рис. 3.15).

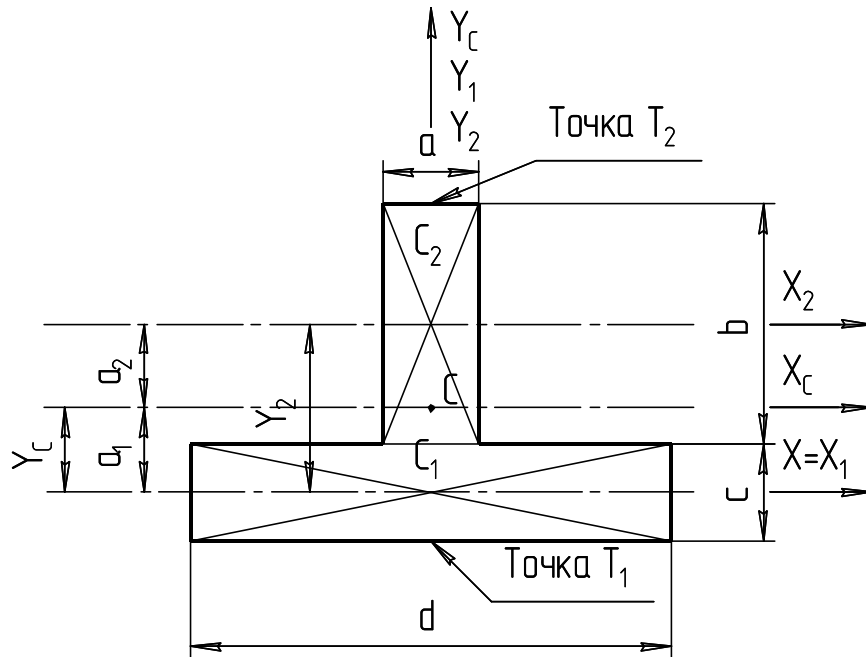


Рис. 3.15. Схема для расчёта момента инерции таврового сечения скобы

Принимаем $a = c = 10$ мм, $b = 25$ мм, $d = 30$ мм.

Разбиваем тавровое сечение на два прямоугольника с площадями:

$$S_1 = cd = 10 \cdot 30 = 300 \text{ мм}^2; \quad S_2 = ab = 10 \cdot 25 = 250 \text{ мм}^2.$$

Находим величину напряжения растяжения (напряжения растяжения имеют знак « \rightarrow »):

$$\sigma_P = -\frac{F}{S_1 + S_2} = -\frac{1800}{300 + 250} = -3,3 \text{ МПа}.$$

Координаты центра тяжести относительно произвольных осей $X = X_1$:

$$Y_1 = 0 \text{ мм}, \quad Y_2 = \frac{b}{2} + \frac{c}{2} = \frac{25}{2} + \frac{10}{2} = 17,5 \text{ мм}.$$

Положение центра тяжести всего сечения:

$$Y_C = \frac{S_2 Y_2}{S_1 + S_2} = \frac{250 \cdot 17,5}{300 + 250} = 7,95 \text{ мм}.$$

Откладываем значение Y_C от точки C_1 .

Находим координаты центра тяжести прямоугольников относительно центральных осей:

$$a_1 = Y_1 - Y_C = 0 - 7,95 = -7,95 \text{ мм};$$

$$a_2 = Y_2 - Y_C = 17,5 - 7,95 = 9,55 \text{ мм}.$$

Находим моменты инерции прямоугольников:

$$J_{x1} = \frac{dc^3}{12} = \frac{30 \cdot 10^3}{12} = 2\,500 \text{ мм}^4,$$

$$J_{x2} = \frac{ab^3}{12} = \frac{10 \cdot 25^3}{12} = 13\,021 \text{ мм}^4.$$

Вычисляем главный момент инерции относительно оси X:

$$J_{xc} = J_{x1} + a_1^2 S_1 + J_{x2} + a_2^2 S_2;$$

$$J_{xc} = 2\,500 + (-7,95)^2 \cdot 300 + 13\,021 + 9,55^2 \cdot 250 = 57\,282 \text{ мм}^4.$$

Находим координаты наиболее удаленных от центра тяжести нижней T_1 и верхней T_2 точек сечения:

$$T_1 = a_1 + \frac{c}{2} = -7,95 + \frac{-10}{2} = -12,95 \text{ мм},$$

$$T_2 = a_2 + \frac{b}{2} = 9,55 + \frac{25}{2} = 22,05 \text{ мм}.$$

Находим моменты сопротивления для точек T_1 и T_2 :

$$W_{x1} = \frac{J_{xc}}{T_1} = \frac{57\,282}{-12,95} = -4\,421,78 \text{ мм}^3,$$

$$W_{x2} = \frac{J_{xc}}{T_2} = \frac{57\,282}{22,05} = 2\,598,37 \text{ мм}^3.$$

Находим величину изгибающего момента относительно нейтральной оси сечения:

$$M = \frac{FA}{2} = \frac{1800 \cdot 200}{2 \cdot 1000} = 180 \text{ Н·м}.$$

Находим величину напряжений изгиба для точек T_1 и T_2 :

$$\sigma_{H1} = \frac{M}{W_{x1}} = \frac{180 \cdot 10^3}{-4\,421,78} = -41 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H2} = \frac{M}{W_{x2}} = \frac{180 \cdot 10^3}{2\,598,37} = 69 \text{ МПа}.$$

Находим максимальное напряжение для точек T_1 и T_2 по формуле (3.16):

$$\sigma_{\max} = \sigma_P + \sigma_{H1} = -3,3 + (-41) = -44,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_P + \sigma_{H2} = -3,3 + 69 = 65,7 \text{ МПа}.$$

При изготовлении скобы струбцины из стали сравниваем большее максимальное напряжение с допускаемым. Если для этой цели используется чугун, надо проверять на удовлетворение условия прочности как сжатую, так и растянутую сторону, так как допускаемые напряжения на сжатие намного больше, чем напряжения растяжения.

В нашем случае используется сталь, поэтому для сравнения принимаем $\sigma_{\max 2} = 66 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 135 \text{ МПа}$. То есть условие прочности выполняется.

Пример расчёта скобы для случая двутаврового сечения

Металлоконструкция нагружена изгибающим моментом и осевой сжимающей или растягивающей силой.

Исходные данные:

- растягивающая сила $F = 3,3 \text{ кН}$;
- изгибающий момент $M = 330 \text{ Н·м}$.

Максимальные напряжения в стойке складываются из напряжений растяжения (сжатия) и изгиба. Условие прочности должно удовлетворять формуле

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_H \leq [\sigma_p]. \quad (3.17)$$

Расчёт проводим методом последовательных приближений, задавшись размерами двутаврового сечения скобы (рис. 3.16).

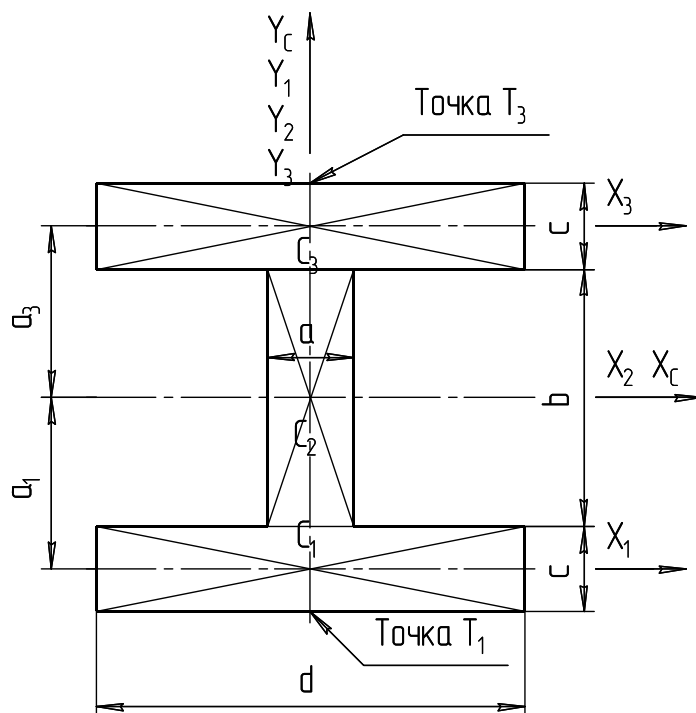


Рис. 3.16. Схема для расчёта момента инерции двутаврового сечения стойки

Принимаем: $a = 8$ мм, $b = 10$ мм, $c = 10$ мм, $d = 20$ мм.

Разбиваем тавровое сечение на три прямоугольника с площадями:

$$S_1 = S_3 = cd = 10 \cdot 20 = 200 \text{ мм}^2; \quad S_2 = ab = 8 \cdot 10 = 80 \text{ мм}^2.$$

Находим величину напряжения растяжения (напряжения растяжения имеют знак «-»):

$$\sigma_P = \frac{F}{(S_1 + S_2 + S_3)} = -\frac{3\,300}{(200 + 80 + 200)} = -7 \text{ МПа}.$$

Координаты центра тяжести относительно произвольных осей $X = X_2$:

$$Y_1 = a_1 = \left(\frac{b}{2} + \frac{c}{2}\right)(-1) = \left(\frac{10}{2} + \frac{10}{2}\right)(-1) = -10 \text{ мм};$$
$$Y_3 = \frac{b}{2} + \frac{c}{2} = \frac{10}{2} + \frac{10}{2} = 10 \text{ мм};$$
$$Y_2 = 0 \text{ мм}.$$

Положение центра тяжести всего сечения:

$$Y_C = Y_2 = 0 \text{ мм}.$$

Откладываем значение Y_C от точки C_1 .

Находим координаты центра тяжести прямоугольников относительно центральных осей:

$$a_1 = (-1)\left(\frac{b}{2} + \frac{c}{2}\right) = (-1)\left(\frac{10}{2} + \frac{10}{2}\right) = -10 \text{ мм};$$
$$a_3 = \frac{b}{2} + \frac{c}{2} = \frac{10}{2} + \frac{10}{2} = 10 \text{ мм}.$$

Находим моменты инерции прямоугольников:

$$J_{x1} = J_{x3} = \frac{dc^3}{12} = \frac{20 \cdot 10^3}{12} = 1\,667 \text{ мм}^4;$$
$$J_{x2} = \frac{ab^3}{12} = \frac{8 \cdot 10^3}{12} = 667 \text{ мм}^4.$$

Вычисляем главный момент инерции относительно оси X :

$$J_{xC} = J_{x1} + a_1^2 S_1 + J_{x3} + a_3^2 S_3 + J_{x2} \text{ мм}^4;$$
$$J_{xC} = 1\,667 + (-10)^2 \cdot 200 + 1\,667 + 10^2 \cdot 200 + 667 = 44\,000 \text{ мм}^4.$$

Находим координаты наиболее удаленных от центра тяжести нижней T_1 и верхней T_2 точек сечения:

$$T_1 = a_1 + \frac{c}{2} = -10 + \frac{(-10)}{2} = -15 \text{ мм};$$
$$T_2 = a_2 + \frac{b}{2} = 10 + \frac{10}{2} = 15 \text{ мм}.$$

Находим моменты сопротивления для точек T_1 и T_2 :

$$W_{x1} = \frac{J_{xC}}{T_1} = \frac{44\,000}{(-15)} = -2\,933 \text{ мм}^3;$$

$$W_{x2} = \frac{J_{xC}}{T_3} = \frac{44\,000}{15} = 2\,933 \text{ мм}^3.$$

Находим величину напряжений изгиба для точек T_1 и T_2 :

$$\sigma_{H1} = \frac{M}{W_{x1}} = \frac{330 \cdot 10^3}{(-2933)} = 112,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H2} = \frac{M}{W_{x2}} = \frac{330 \cdot 10^3}{2933} = 112,5 \text{ МПа}.$$

По формуле (3.17) находим максимальные напряжения для точек T_1 и T_2 :

$$\sigma_{\max 1} = \sigma_P + \sigma_H = (-7) + (-112,5) = -119,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max 2} = \sigma_P + \sigma_H = (-7) + 112,5 = 105,5 \text{ МПа}.$$

При изготовлении стойки из стали сравниваем большее максимальное напряжение с допускаемым. Если для этой цели используется чугун, надо проверять на удовлетворение условия прочности как сжатую (точка T_2), так и растянутую сторону (точка T_1), так как допускаемые напряжения на сжатие намного больше, чем напряжения растяжения.

В нашем случае используется сталь, поэтому для сравнения принимаем $\sigma_{\max 2} = 126,5 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 135 \text{ МПа}$. Прочность обеспечена.

3.7. Расчёт дополнительных элементов в передаче винт-гайка

Расчёт лапы съёмника

При расчёте съёмников требуется произвести расчёт его лап.

Лапа съёмника (рис. 3.17) нагружена силой растяжения F_L и изгибающим моментом M_H . Вследствие этого в сечении X – X действуют напряжения растяжения и напряжения изгиба. Они расположены в одной плоскости.

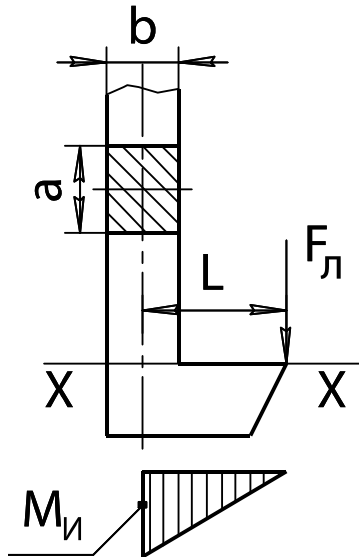


Рис. 3.17. Схема для расчёта лапы съёмника

Тогда эквивалентное напряжение будет равняться

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_P + \sigma_{И}.$$

Условие удовлетворения критерия прочности:

$$\sigma_{\Sigma} \leq [\sigma_P],$$

где σ_P — напряжения растяжения, МПа:

$$\sigma_P = \frac{F_{\text{л}}}{A},$$

A — площадь сечения лапы съёмника, мм²;

$F_{\text{л}}$ — сила, приходящаяся на одну лапу, Н:

$$F_{\text{л}} = F / z;$$

z — количество лап съёмника.

Она равна: $A = ab$. Для предварительного расчёта рекомендуется принять $a = 0,75d$; $b = d$.

Напряжения изгиба:

$$\sigma_{И} = \frac{M_{И}}{W_x},$$

где $M_{И}$ — изгибающий момент, Н·мм: $M_{И} = F_{\text{л}} L$;

W_x — осевой момент сопротивления, мм³:

$$W_x = \frac{ab^2}{6}.$$

Допускаемое напряжение растяжения:

$$[\sigma_P] = \frac{\sigma_T}{s},$$

где σ_T — предел текучести материала лапы [табл. 3.25], МПа;

s — коэффициент запаса прочности, рекомендуемое значение $s = 1,5 \dots 2,5$.

Пример расчёта

Исходные данные:

- материал лапы — Ст3;
- предел текучести $\sigma_T = 220$ МПа [табл. 3.25];
- усилие — $F = 3,3$ кН;
- расстояние от оси лапы до точки приложения силы — $L = 30$ мм;
- размеры сечения лапы — $a = 15$ мм; $b = 20$ мм;
- количество лап съемника — $z = 2$;
- сила, действующая на лапу — $F_L = F / z = 3\,300 / 2 = 1\,650$ Н;
- напряжение растяжения — $\sigma_p = \frac{F_L}{A} = \frac{F_L}{ab} = \frac{1\,650}{15 \cdot 20} = 5,5$ МПа;
- напряжение изгиба — $\sigma_H = \frac{M_H}{W_x} = \frac{6F_L L}{ab^2} = \frac{6 \cdot 1\,650 \cdot 30}{15 \cdot 20^2} = 49,5$ МПа.

Эквивалентное напряжение:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_p + \sigma_H = 5,5 + 49,5 = 55 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение растяжения.

Примем коэффициент запаса прочности $s = 2,5$. Тогда допускаемое напряжение будет равно

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{220}{2,5} = 88 \text{ МПа.}$$

Условие прочности — $\sigma_\Sigma = 55 \text{ МПа} \leq [\sigma_p] = 88 \text{ МПа}$.

Прочность обеспечена.

Расчёт рукоятки плоского сечения

При расчёте съёмной рукоятки разбираем пример расчёта рукоятки плоского сечения, которая одевается на винт с квадратным наконечником.

Рукоятка (рис. 3.18) предназначена для вращения винта.

Общий момент сопротивления повороту винта равен

$$T_0 = T_{TP} + T_H,$$

где T_H — момент сопротивления в наконечнике, Н·мм.

Его величина может быть принята $T_H = 0,5T_{TP}$. Ранее момент трения в резьбе был определен и составил $T_{TP} = 57\,140$ Н·мм. Следовательно, $T_0 = 1,5T_{TP} = 1,5 \cdot 57\,140 = 85\,710$ Н·мм.

Общий момент сопротивления преодолевается усилием работника — $F_p = 150...300$ Н, приложенного к рукоятке длиной L_p , т.е.

$$T_0 = F_p L_p,$$

где F_p — усилие работника на рукоятке, принимаем $F_p = 250$ Н;

L_p — длина рукоятки, мм.

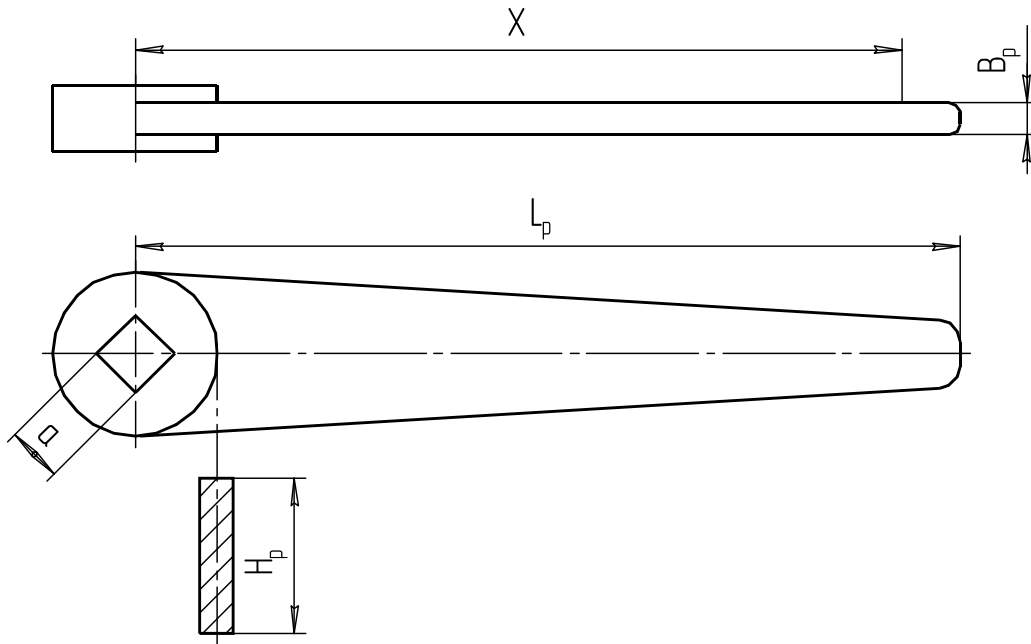


Рис. 3.18. Рукоятка плоского сечения

Обычно задача решается относительно требуемой длины рукоятки:

$$L_p = \frac{T_o}{F_p} = \frac{85\,710}{250} = 343 \text{ мм.}$$

Согласовываем полученную цифру с рядом нормальных линейных размеров [табл. П5 приложения]. Принимаем $L_p = 340$ мм.

Рукоятка плоского сечения изготавливается методом штамповки и состоит собственно из рукоятки и втулки, в которой сделано квадратное отверстие. Размер стороны квадрата рекомендуется принимать $a = 0,7d_l$.

Опасным сечением рукоятки будет место ее крепления к втулке. Плечо действия силы F_p будет равно X . Примем его равным $X = 0,9L_p$. Тогда напряжения изгиба в опасном сечении будут равны

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_x} = \frac{F_p 0,9L_p 6}{H_p B_p^2} \leq [\sigma_{II}].$$

Примем $L_p = 340$ мм, $B_p = 25$ мм и $H_p = 8$ мм, тогда

$$\sigma_{II} = \frac{250 \cdot 0,9 \cdot 340 \cdot 6}{8 \cdot 25^2} = 91,8 \text{ МПа.}$$

При изготовлении рукоятки из Стали 40 $[\sigma_{II}] = 170$ МПа.

$$\sigma_{II} = 91,8 \text{ МПа} < [\sigma_{II}] = 170 \text{ МПа.}$$

Условие прочности удовлетворяется.

Расчёт штурвала

При расчёте прессов требуется произвести расчёт штурвала (рис. 3.19).

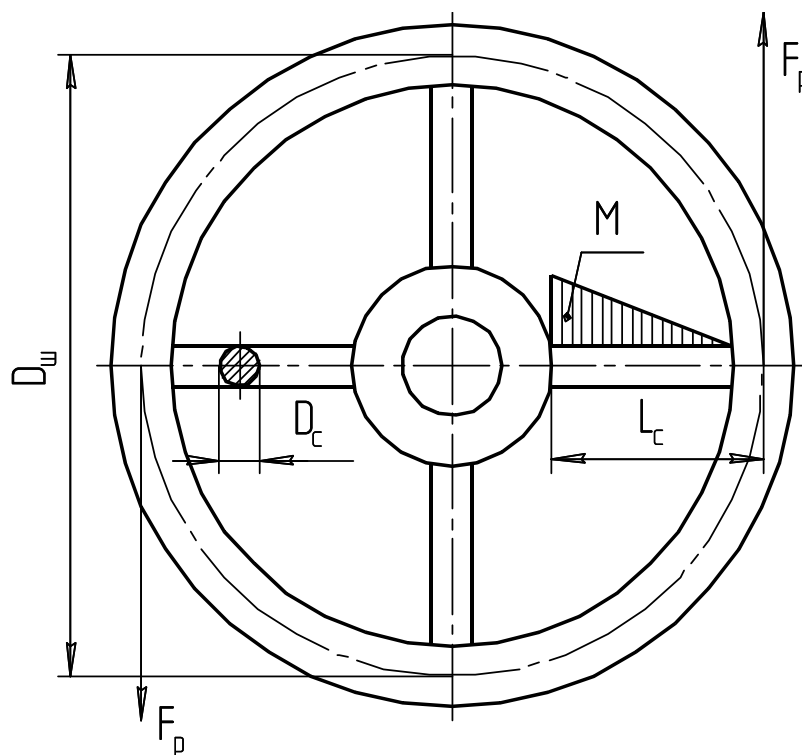


Рис. 3.19. Схема для расчёта штурвала

Расчёту подлежат: диаметр штурвала и диаметр спиц штурвала.

Исходной информацией для расчёта диаметра штурвала является значение трения в резьбе $T_{ТР}$. Общий момент сопротивления повороту винта, с учетом трения в наконечнике, — $T_0 = 1,5T_{ТР}$.

Общий момент сопротивления повороту винта преодолевается усилием рук рабочего F_P на плече $0,5D_{ш}$. Так как рабочий использует две руки, то

$$T_0 = 1,5T_P = 0,5D_{ш} 2F_P.$$

Выразим из этой формулы диаметр штурвала:

$$D_{ш} = \frac{T_0}{F_P}.$$

Усилие со стороны руки рабочего рекомендуется принимать 150...250 Н. Полученное значение $D_{ш}$ следует округлить до целого значения.

Примечание. Если в результате расчёта диаметр штурвала получился меньше 125 мм, то по рекомендациям отраслевых нормалей минимальный размер штурвала принимают равным 125 мм.

Расчёт диаметра спиц штурвала

Спицы штурвала нагружены изгибающим моментом:

$$M_H = \frac{2F_P L_C}{z},$$

где L_C — длина спицы (рекомендуется $0,35D_{III}$);

z — число спиц штурвала (принимается от 3 до 6).

После замены L_C на $0,35 D_{III}$ получаем значение изгибающего момента:

$$M_H = \frac{0,7F_P D_{III}}{z}.$$

Напряжения изгиба у основания спицы с удовлетворением критерия прочности:

$$\sigma_H = \frac{M_H}{W_x} \leq [\sigma_H],$$

где W_x — осевой момент сопротивления, мм^3 , равный $W_x = 0,1d_c^3$;

$[\sigma_H]$ — допускаемое напряжение изгиба, МПа:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_T}{s},$$

σ_T — предел текучести материала спицы, МПа. При изготовлении штурвала из чугуна вместо σ_T берется σ_B [табл. 3.24];

s — коэффициент запаса прочности, рекомендуемое значение для стали $s = 1,5 \dots 2,5$, для чугуна — $s = 3 \dots 5$.

При проектном расчёте диаметр спицы находится по выражению

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{M_H}{0,1[\sigma_H]}}.$$

Пример расчёта штурвала

Исходные данные:

- материал штурвала — СЧ18;
- временное сопротивление чугуна $\sigma_B = 180$ МПа;
- момент трения в резьбе — $T_{TP} = 57140$ Н·мм;
- количество спиц штурвала $z = 4$;
- усилие рабочего — $F_P = 150$ Н.

Общий момент трения $T_0 = 1,5T_{TP} = 1,5 \cdot 57140 = 85710$ Н·мм.

Предварительное значение диаметра штурвала:

$$D_{III} = \frac{T_0}{F_P} = \frac{85710}{150} = 571 \text{ мм}.$$

Согласовываем полученное значение со стандартными линейными размерами (табл. П5 приложения). Принимаем диаметр штурвала

$$D_{III} = 580 \text{ мм.}$$

Определяем величину изгибающего момента, действующего на спицу:

$$M_H = \frac{0,7 F_P D_{III}}{z} = \frac{0,7 \cdot 150 \cdot 580}{4} = 15\,225 \text{ Н·мм.}$$

Определяем допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_B}{s} = \frac{180}{4} = 45 \text{ МПа.}$$

Определяем предварительное значение диаметра спицы:

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{M_H}{0,1[\sigma_H]}} = \sqrt[3]{\frac{15\,225}{0,1 \cdot 45}} = 15,01 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр спицы 16 мм.

Расчёт траверсы

Траверса (поперечина) является несущим элементом съемников и прессов. Нагружается траверса изгибающим моментом. Наибольшее значение момента приходится на середину траверсы. В этом же месте располагается гайка передачи винт-гайка.

Для размещения гайки на траверсе выполняется расширение в виде цилиндра диаметром В и высотой, равной высоте гайки Н (рис. 3.20). В центре цилиндра растачивается ступенчатое отверстие по размерам наружных диаметров гайки D_e и D_{e1} (см. рис. 3.8 и 3.9).

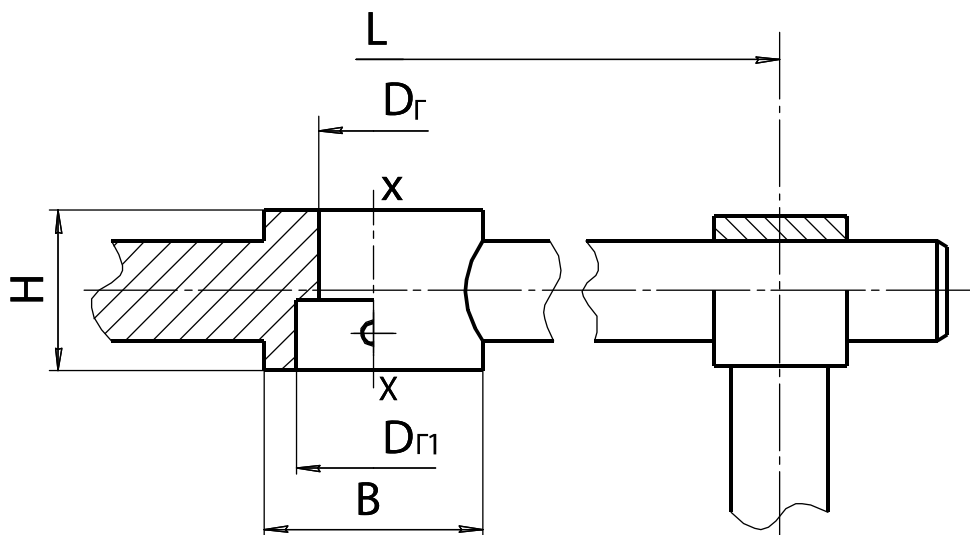


Рис. 3.20. Траверса

Расчётным параметром траверсы является размер В, который находится из нужного осевого момента сопротивления в сечении X – X.

Исходной формулой для расчёта является:

$$\sigma_u = M / W_x < [\sigma_u], \quad (3.18)$$

где M — изгибающий момент в середине траверсы:

$$M = F \cdot L / 4;$$

L — наибольшее расстояние между лапами съёмника или стойками пресса;

W_x — осевой момент сопротивления в сечении X – X. Его можно рассматривать как сопротивление прямоугольника, ослабленного ступенчатым отверстием с диаметрами D_2 и D_{c1} . С достаточной степенью точности ступенчатую форму отверстия можно заменить условным гладким цилиндрическим отверстием со средним диаметром:

$$D_{cp} = (D_2 + D_{c1})/2, \text{ тогда } W_x = (B - D_{cp})H^2/6;$$

$[\sigma_u]$ — допускаемое напряжение изгиба, МПа:

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{340}{2} = 170,$$

где σ_T — предел текучести материала траверсы. Для Стали 40 $\sigma_T = 340$ МПа [табл. 3.25];

S — коэффициент запаса прочности, рекомендуемое значение для стали $S = 1,5 \dots 2,5$.

Подставляя все значения в формулу (3.18) и решая ее относительно B , получим:

$$B = \frac{1,5FL}{[\sigma_u]H^2} + D_{cp}.$$

Пример расчёта

Исходные данные:

- материал траверсы — Сталь 40;
- предел текучести — $\sigma_T = 340$ МПа;
- осевое усилие на винте — $F = 7$ кН;
- расстояние — $L = 150$ мм;
- высота гайки — $H = 36$ мм;
- диаметр гайки — $D_{\Gamma} = 25$ мм;
- диаметр гайки — $D_{\Gamma 1} = 32$ мм;

Находим средний диаметр отверстия под гайку:

$$D_{cp} = (D_2 + D_{c1})/2 = (25 + 36)/2 = 28,5 \text{ мм.}$$

Находим размер B :

$$B = \frac{1,5 \cdot 7000 \cdot 150}{170 \cdot 26^2} + 28,5 = 33,9 \text{ мм.}$$

Согласовываем полученное значение со стандартными линейными размерами (табл. П5 приложения). Принимаем $B = 36$ мм.

4. ПРУЖИНЫ

4.1. Расчёт быстроходной пружины подвески автомобиля

Пружины в подвеске автомобиля относятся к категории предварительно сжатых до усилия F_1 . При расчёте такой пружины (рис. 4.1) следует задаться полной длиной пружины в свободном состоянии l_0 , назначить силу начальной деформации F_1 и деформацию при предельной нагрузке F_2 . Полного смыкания витков при F_3 следует не допускать, для чего на размере l_2 установить ограничитель хода подвески.

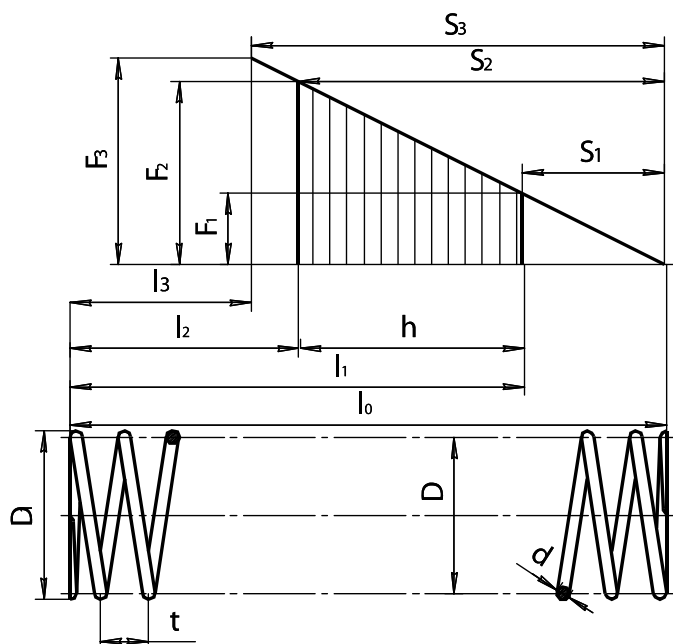


Рис. 4.1. Геометрические параметры цилиндрической пружины сжатия

Для расчёта цилиндрической пружины подвески автомобиля задаем следующие параметры (табл. 4.1).

Таблица 4.1. Параметры для расчёта цилиндрической пружины

Наименование и обозначение параметра	Значение
Сила пружины при предварительной деформации F_1 , Н	1200
Сила пружины при рабочей деформации F_2 , Н	4300
Рабочий ход h , мм	260
Наружный диаметр пружины D_1 , мм	130

Наружный диаметр пружины назначается предварительно, по конструктивным соображениям. Сила F_2 определяется при полной статической нагрузке (пять человек в салоне автомобиля и 50 кг груза в багажнике).

Пружина в подвеске автомобиля работает при циклической нагрузке сжатия. Для заданных условий работы принимаем пружину первого класса [2, Т. 3, с. 180, табл. 1].

Определяем силу пружины при максимальной деформации F_3 , Н, по формуле

$$F_3 = \frac{F_2}{1 - \delta},$$

где δ — относительный инерционный зазор пружины сжатия.

Для пружин сжатия 1 и 2-го классов при $\delta = 0,05 \dots 0,25$. Находим значения силы F_3 в указанном диапазоне δ :

$$F_3 = \frac{4300}{1 - 0,05} = 4526 \text{ Н};$$

$$F_3 = \frac{4300}{1 - 0,25} = 5753 \text{ Н}.$$

Принимаем значение $F_3 = 5753 \text{ Н}$. Исходя из заданного диаметра и стремления обеспечить наибольшую критическую скорость, останавливаемся на витке с данными, представленными в таблице 4.2.

Таблица 4.2. Принятые параметры пружины

Наименование и обозначение параметра	Значение
Сила пружины при максимальной деформации F_3 , Н	5750,0
Диаметр проволоки d , мм	10,0
Наружный диаметр пружины D_l , мм	125,0
Жесткость одного витка z_1 , Н/мм	99,941
Максимальная деформация одного витка f_3 , мм	35,067
Максимальное касательное напряжение при кручении (с учетом кривизны витка) τ_3 , Н/мм ²	560,0

Принадлежность к 1-му классу проверяем путем определения отношения V_0/V_{KP} при $\delta = 0,25$, для чего находим:

$$V_0 = nh,$$

где V_0 — наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или разгрузке, м/с:

$$V_0 = 1,2 \cdot 0,26 = 0,312 \text{ м/с};$$

n — частота колебаний кузова. Для легковых автомобилей $n = 0,8 \dots 1,2 \text{ с}^{-1}$;

h — рабочий ход, мм.

Определяем критическую скорость пружины сжатия V_{KP} , м/с:

$$V_{KP} = \frac{\tau_3 \left(1 - \frac{F_2}{F_3} \right)}{\sqrt{2G\rho \cdot 10^{-3}}},$$

где G — модуль сдвига, Н/мм². Для пружинной стали $G = 7,85 \cdot 10^4$ Н/мм² [2, Т. 3, с. 200, табл. 10];

ρ — динамическая плотность материала, Н·с²/мм⁴. Для пружинной стали $\rho = 8 \cdot 10^3$ Н·с²/мм⁴ [2, Т. 3, с. 201, табл. 10].

Сначала находим значение

$$\sqrt{2G\rho} = \sqrt{2 \cdot 7,85 \cdot 10^4 \cdot 8 \cdot 10^3} = 35440,$$

а затем критическую скорость:

$$V_{KP} = \frac{560 \left(1 - \frac{4300}{5750} \right)}{35440 \cdot 10^{-3}} = 3,99 \text{ м/с}.$$

Находим отношение V_0/V_{KP} , которое должно быть меньше 1:

$$\frac{V_0}{V_{KP}} = \frac{0,312}{3,99} = 0,078 < 1.$$

Следовательно, соударение витков отсутствует.

Определяем жесткость всей пружины по формуле

$$z = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{4300 - 1200}{260} = 11,9 \text{ Н/мм}.$$

Определяем число рабочих витков пружины по формуле

$$n_p = \frac{z_1}{z}.$$

Жесткость одного витка z_1 принимаем по таблице 4.2, тогда число рабочих витков составит

$$n_p = \frac{99,947}{11,9} = 8,4.$$

Расчётное значение n_p округляем до 8,5.

Уточняем жесткость пружины по формуле

$$z = \frac{z_1}{n_p} = \frac{99,947}{8,5} = 11,8 \text{ Н/мм}.$$

Определяем полное число витков пружины по формуле

$$n_n = n_p + n,$$

где n — нерабочее число витков пружины, принимаем $n = 1,5 \dots 2,0$.

Полное число витков пружины равно

$$n_{II} = 8,5 + 1,5 = 10,0.$$

Определяем средний диаметр пружины по формуле

$$D = D_1 - d.$$

Значения D_1 и d принимаем по таблице 4.2:

$$D = 125 - 10 = 115 \text{ мм.}$$

Определяем предварительную деформацию пружины:

$$S_1 = \frac{F_1}{z} = \frac{1200}{11,8} = 101,7 \text{ мм.}$$

Определяем рабочую деформацию пружины по формуле

$$S_2 = \frac{F_2}{z} = \frac{4300}{11,8} = 364,4 \text{ мм.}$$

Определяем максимальную деформацию (при соприкосновении витков) пружины по формуле

$$S_3 = \frac{F_3}{z} = \frac{5750}{11,8} = 487,3 \text{ мм.}$$

Определяем жесткость всей пружины по формуле

$$z = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{2500 - 1000}{50} = 30 \text{ Н/мм.}$$

Определяем высоту пружины при максимальной деформации

$$l_3 = (n_{II} + 1 - n_3)d = (10 + 1 - 1)10 = 100 \text{ мм,}$$

где n_3 — число зашлифованных витков. Принимаем $n_3 = 1$.

Определяем высоту пружины в свободном состоянии по формуле

$$l_0 = l_3 + S_3 = 100 + 487,3 = 587,3 \text{ мм.}$$

Определяем высоту пружины при предварительной деформации:

$$l_1 = l_0 - S_1 = 587,3 - 101,7 = 485,6 \text{ мм.}$$

Определяем высоту пружины при рабочей деформации по формуле

$$l_2 = l_0 - S_2 = 587,3 - 364,4 = 223,0 \text{ мм.}$$

Определяем шаг пружины t , мм, по формуле

$$t = f_3 + d.$$

Значения f_3 и d принимаем по таблице 4.2:

$$t = 35,067 + 10,0 = 45,067 \text{ мм.}$$

Принимаем $t = 45,0$ мм.

Определяем длину заготовки проволоки для навивки пружины:

$$L_{II} = \frac{n_{II}\pi D}{\cos \alpha}, \quad (4.1)$$

где α — угол наклона витка к плоскости, перпендикулярной оси пружины:

$$\alpha = \arctg \frac{t}{\pi D} = \arctg \frac{45}{3,14 \cdot 115} = 7,1^\circ.$$

Возвращаясь к формуле (4.1), находим

$$L_{\Pi} = \frac{10 \cdot 3,14 \cdot 115}{0,992} = 3639 \text{ мм.}$$

Расчётные и принятые параметры пружины сводим в таблицу 4.3.

Таблица 4.3. Параметры цилиндрической пружины подвески автомобиля

Наименование и обозначение параметра	Значение
Сила пружины при предварительной деформации F_1 , Н	1200
Сила пружины при рабочей деформации F_2 , Н	4300
Рабочий ход h , мм	260
Наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или разгрузке V_0 , м/с	0,312
Наружный диаметр пружины D_j , мм	125
Относительный инерционный зазор пружины сжатия δ	0,05...0,25
Сила пружины при максимальной деформации F_3 , Н	5750
Диаметр проволоки d , мм	10
Максимальная деформация одного витка f_3 , мм	35,067
Максимальное касательное напряжение кручения τ_3 , Н/мм ²	560
Критическая скорость пружины сжатия $V_{кр}$, м/с	39,5
Модуль сдвига G , Н/мм ²	$8 \cdot 10^4$
Динамическая плотность материала ρ , Н·с ² /мм ⁴	$8 \cdot 10^{-9}$
Жесткость одного витка z_1 , Н/мм	99,947
Жесткость пружины z , Н/мм	11,8
Число рабочих витков пружины n_p	8,5
Полное число витков пружины n_{Π}	10
Средний диаметр пружины D , мм	115
Наружный диаметр пружины D_j , мм	125
Предварительная деформация пружины S_1 , мм	101,7
Рабочая деформация пружины S_2 , мм	364,4
Максимальная деформация пружины S_3 , мм	487,3
Высота пружины в свободном состоянии l_0 , мм	587,3
Высота пружины при предварительной деформации l_1 , мм	485,6
Высота пружины при рабочей деформации l_2 , мм	223
Высота пружины при максимальной деформации l_3 , мм	100
Шаг пружины t , мм	45
Длина заготовки проволоки для навивки l_{np} , мм	3639

4.2. Расчёт тихоходной пружины сжатия

Условно к тихоходным пружинам можно отнести пружины, подвижная часть которых перемещается в осевом направлении со скоростью не более 1 м/с, а также статически нагруженные пружины. Для них не требуется проверка на соударение витков и расчёт значительно упрощается.

Пример расчёта. По данным технического задания $F_1 = 1000$ Н, $F_2 = 2500$ Н, рабочая деформация пружины $h = 50$ мм (см. рис. 4.1).

В качестве материала назначаем углеродистую пружинную проволоку 2-го класса [2, Т. 3, с. 180, табл. 1]. Временное сопротивление $[\sigma_B] = 1450 \dots 1700$ МПа, допустимые напряжения кручения: $[\tau] = 0,4[\sigma_B] = 0,4 \cdot 1700 = 680$ МПа.

Предельная нагрузка определяется по формуле

$$F_3 = 1,1F_2 = 1,1 \cdot 2500 = 2750 \text{ Н.}$$

Назначаем индекс пружины $i = 7$. Рекомендуется значение 6...8.

Определяем коэффициент кривизны витка:

$$k = \frac{4i + 2}{4i - 3} = \frac{4 \cdot 7 + 2}{4 \cdot 7 - 3} = 1,2.$$

Определяем диаметр проволоки:

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{F_3 i k}{[\tau]}} = 1,6 \sqrt{\frac{2750 \cdot 7 \cdot 1,2}{680}} = 9,3 \text{ мм.}$$

Принимаем $d = 9$ мм.

Средний диаметр пружины равен

$$D = id = 7 \cdot 9 = 72 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр пружины равен

$$D_1 = D + d = 72 + 9 = 81 \text{ мм.}$$

Определяем жесткость пружины:

$$c = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{2500 - 1000}{50} = 30 \text{ Н/мм.}$$

Определяем количество рабочих витков пружины:

$$n_p = \frac{Gd^4}{8D^3c} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 9^4}{8 \cdot 72^3 \cdot 30} = 8,75 \text{ витков,}$$

где G — модуль упругости при кручении, МПа: $G = 8 \cdot 10^4$ МПа;

S_1 — деформация пружины при предварительной нагрузке F_1

$$S_1 = \frac{F_1}{\tilde{n}} = \frac{1000}{30} = 33,3 \text{ мм;}$$

S_2 — полная деформация пружины при максимальной нагрузке

$$S_2 = S_1 + \frac{F_2}{\tilde{n}} = 33,3 + \frac{2500}{30} = 116,7 \text{ мм.}$$

Полное число витков с учетом торцевых:

$$n = n_p + 2 = 9 + 2 = 11 \text{ витков.}$$

Рассчитываем шаг навивки пружины:

$$t = \frac{S_2}{n_p} + d + \Delta = \frac{116,7}{9} + 9 + 0,9 = 22,9 \text{ мм,}$$

где Δ — межвитковый зазор при действии нагрузки F_2

$$\Delta = 0,1d = 0,1 \cdot 9 = 0,9 \text{ мм.}$$

Определяем длину сжатой до соприкосновения витков пружины:

$$l_3 = (n - 0,5)d = (11 - 0,5)9 = 94,5 \text{ мм.}$$

Определяем длину ненагруженной пружины:

$$l_0 = l_3 + n_p(t - d) = 94,5 + 9(22,9 - 9) = 219,6 \text{ мм.}$$

Определяем длину предварительно сжатой пружины:

$$l_1 = l_0 - S_1 = 216,6 - 33,3 = 186,3 \text{ мм.}$$

Определяем длину пружины при максимальной нагрузке:

$$l_2 = l_0 - S_2 = 216,6 - 116,3 = 100,3 \text{ мм.}$$

Определяем длину заготовки проволоки для навивки пружины:

$$l_{\pi} = \frac{n\pi D}{\cos \alpha}, \quad (4.2)$$

где α — угол наклона витка к плоскости перпендикулярной оси пружины

$$\alpha = \arctg \frac{t}{\pi D} = \arctg \frac{19,3}{3,14 \cdot 63} = 5,57^\circ.$$

Возвращаясь к формуле (4.2), находим:

$$l_{\pi} = \frac{11 \cdot 3,14 \cdot 63}{0,995} = 2187 \text{ мм.}$$

Результаты расчёта сводим в таблицу 4.4.

Таблица 4.4. Параметры цилиндрической тихоходной пружины

Наименование и обозначение параметра	Значение
Начальное усилие пружины F_1 , Н	1000
Максимальное усилие пружины F_2 , Н	2500
Предельная нагрузка пружины F_3 , Н	2750
Индекс пружины i , мм	7
Жесткость пружины c , Н/мм	30
Диаметр проволоки d , мм	9
Полное число витков пружины n	11
Средний диаметр пружины D , мм	63
Наружный диаметр пружины D_1 , мм	72
Длина пружины в свободном состоянии l_0 , мм	219,6
Длина пружины при предварительной нагрузке F_1 : l_1 , мм	186,3
Длина пружины при максимальной нагрузке F_2 : l_2 , мм	100,3
Длина полностью сжатой пружины при F_3 : l_3 , мм	94,5
Шаг пружины t , мм	22,9

5. ПОДЪЁМНО-ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ

5.1. Расчёт механизма подъёма с ручным приводом

Механизация погрузочно-разгрузочных работ — один из важнейших резервов повышения экономической эффективности сельскохозяйственного производства.

Уровень механизации погрузки, разгрузки и складирования сельскохозяйственных грузов еще значительно отстает от уровня механизации аналогичных операций в других отраслях. Это приводит к простоям транспорта, большим затратам и увеличению себестоимости продукции. Например, только при ремонте сельскохозяйственной техники трудовые затраты, связанные с подъёмно-транспортными операциями, составляют около 30% общей трудоёмкости работ по разборке, сборке и восстановлению деталей.

Многообразие сельскохозяйственных грузов, различающихся по характеру и назначению, обуславливает применение разнообразных подъёмно-транспортных механизмов — грузоподъёмников, лебедок, кран-балок, поворотных консольных, козловых кранов и т.д.

Грузоподъёмные механизмы все чаще включают в систему машин для комплексной механизации грузопотока. При проектировании выбираются схемы и основные параметры механизмов, разрабатываются конструкции нестандартных узлов и деталей с учетом условий работы и предъявляемых требований, решаются вопросы, связанные с применением стандартных изделий.

В сельскохозяйственном производстве находят широкое применение простые грузоподъёмные механизмы напольного или подвесного исполнения. В первом случае привод машины осуществляется через рукоятку, во втором — через тяговую цепь и тяговую звездочку.

В предлагаемом учебно-методическом пособии на конкретном примере рассматривается порядок расчёта лебедки с ручным шестеренным приводом (рис. 5.1). Такого рода грузоподъёмные механизмы могут быть использованы как средство малой механизации в ремонтных мастерских, на транспортирующих машинах, в складских помещениях, в кормоцехах на машинных дворах и т.п.

Этот сравнительно несложный механизм, не зависящий от линий электропередачи, может быть изготовлен в условиях сельскохозяйственного предприятия, имеющего ремонтную мастерскую с типовым станочным парком.

К его недостаткам можно отнести низкую производительность и ограниченные возможности по грузоподъёмности.

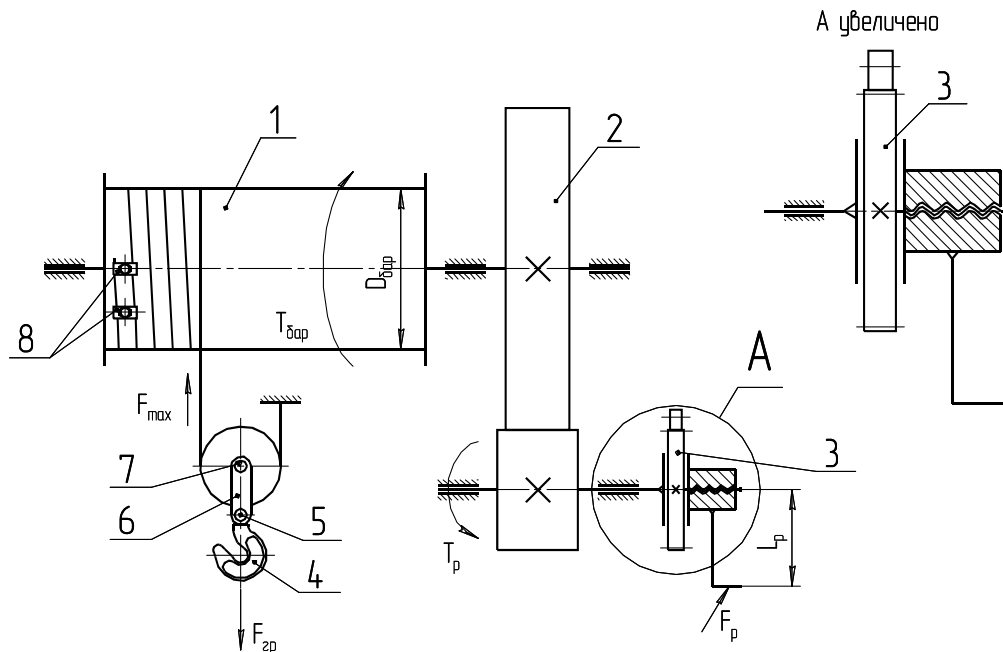


Рис. 5.1. Схема механизма подъема с ручным приводом:
 1 — барабан; 2 — понижающая ручная механическая передача;
 3 — грузоупорный тормоз с храповым остановом;
 4 — крюк крюковой подвески; 5 — шип траверсы;
 6 — серьга; 7 — ось блока; 8 — накладки крепления каната

Исходные данные:

Грузоподъемность — 0,4 т (сила тяжести $F_m = 4000$ Н).

Высота подъема — $H = 2$ м.

Выбор гибкого тягового органа

Определяем максимальное усилие, действующее в тяговом органе:

$$F_{\max} = \frac{F_{GP}}{aK_{II}\eta^m} = \frac{4200}{1 \cdot 2 \cdot 0,95^2} = 2188 \text{ Н.}$$

где F_{GP} — сила тяжести поднимаемого груза плюс сила тяжести грузозахватного органа, Н. Учитываем массу крюковой подвески в размере 5% от грузоподъемности:

$$F_{GP} = 1,05F_m = 1,05 \cdot 4000 = 4200 \text{ Н;}$$

a — характеристика полиспаста (одинарный или сдвоенный). В ручных механизмах подъема применяются только одинарные полиспасты $a = 1$;

K_{II} — кратность полиспаста (количество ветвей, на которых висит груз)
 $K_{II} = 2$;

η — коэффициент полезного действия блока ($\eta = 0,95$ — блок с подшипником скольжения, $\eta = 0,98$ — с подшипником качения). В нашем случае используем подшипник скольжения, тогда $\eta = 0,95$;

m — количество блоков, $m = 2$.

Производим выбор тягового органа по разрушающей нагрузке:

$$F_{PA3P} \geq K F_{MAX},$$

где K — коэффициент запаса (выбирается в зависимости от режима работы).

Для ручного режима работы $K = 4$ [1, с. 22]:

$$F_{PA3P} = 4 \cdot 2188 = 8750 \text{ Н.}$$

Находим подходящий канат по ГОСТ 2688—80. Подходит канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 19 (1 + 6 + 6/6) + 1$ о.с. [7, с. 216].

Характеристика каната:

- сила разрушения — $F_{PA3P} = 9750 \text{ Н}$;
- диаметр каната — $d_{KAN} = 4,1 \text{ мм}$;
- расчётная площадь сечения всех проволок — $S_{CEЧ} = 6,55 \text{ мм}^2$;
- масса 1000 м смазанного каната — $m = 64,1 \text{ кг}$.

Определение диаметров блоков и барабана

Определяем диаметр блока и барабана:

$$D_{БЛ} = D_{БАР} = e d_{KAN},$$

где e — коэффициент, учитывающий режим работы [7, с. 22].

Для крановых вариантов $e = 16$:

$$D_{БЛ} = D_{БАР} = 16 \cdot 4,1 = 65,6 \text{ мм.}$$

Согласовываем полученную цифру с рядами нормальных линейных размеров [2, Т. 1, с. 481].

Принимаем $D_{БЛ} = D_{БАР} = 80 \text{ мм}$.

Расчёт крюковой подвески

В расчёте грузовой подвески (рис. 5.2) выбирается грузозахватное устройство, выбирается упорный подшипник к крюку крюковой подвески, рассчитывается поперечина (траверса), ось блока по напряжениям изгиба и давление в подшипниках, серьги (грузовые щеки).

Если груз в грузоподъёмном устройстве поднимается на одной ветви каната, то крюк выбирают чалочного типа, и выше его места крепления для разматывания каната при опускании крюка без груза устанавливают дополнительную массу 1,5% от грузоподъёмности машины.

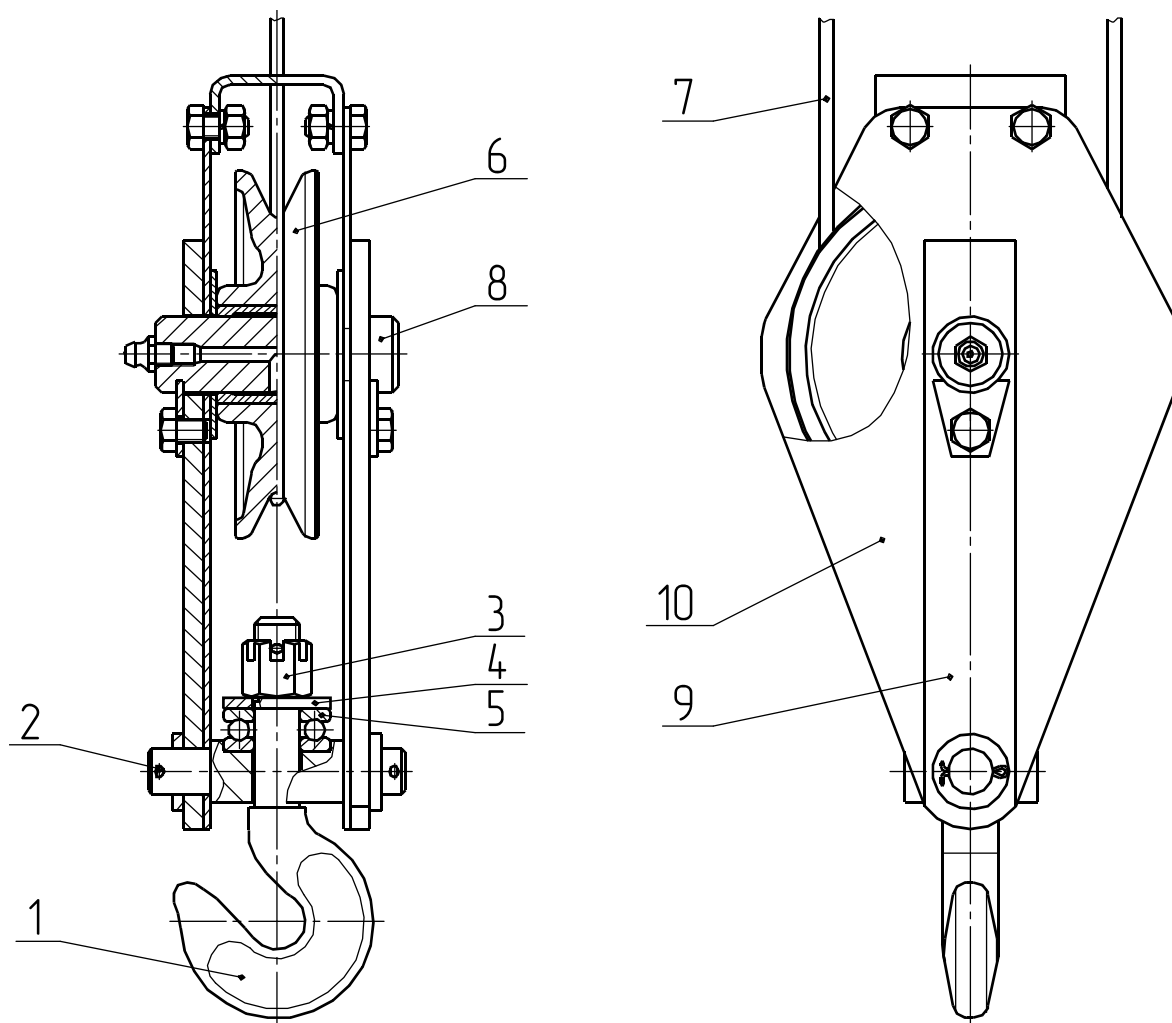


Рис. 5.2. Устройство крюковой подвески:

- 1 — грузозахватное устройство (однорогий крюк);
 2 — траверса (поперечина); 3 — фиксирующая гайка; 4 — опорная шайба;
 5 — упорный шариковый подшипник; 6 — блок; 7 — тяговый орган (канат);
 8 — ось блока; 9 — серьга; 10 — щиток

Выбор грузозахватного устройства

В качестве грузозахватного устройства используем однорогий крюк с резьбовым наконечником (рис. 5.3). Крюк выбираем в зависимости от грузоподъёмности и режима работы. По ГОСТ 6627—74 выбираем крюк № 1: грузоподъёмность 0,4 т, тип А — короткий, масса — 0,18 кг, резьба наконечника М12, диаметр цилиндрической части крюка $d_1 = 12$ мм [7, с. 215].

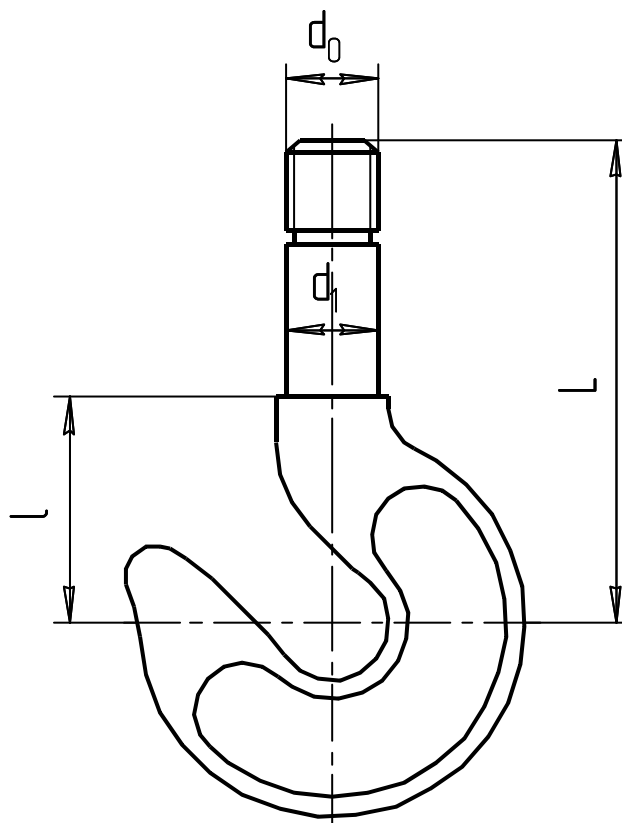


Рис. 5.3. Схема крюка
с основными размерами

Выбор упорного подшипника к крюку крюковой подвески

В качестве критерия для выбора подшипника ориентируемся на диаметр цилиндрической части крюка $d_1 = 12$ мм и проверяем условие $F_T \leq C_0$ мм. Для опоры крюка выбираем упорный шариковый подшипник № 8101 (рис. 5.4) внутренним диаметром $d = 12$ мм, наружным диаметром $D = 26$ мм, высотой $H = 9$ мм, со статической грузоподъемностью $C_0 = 12,9$ кН [2, Т. 2, с. 247].

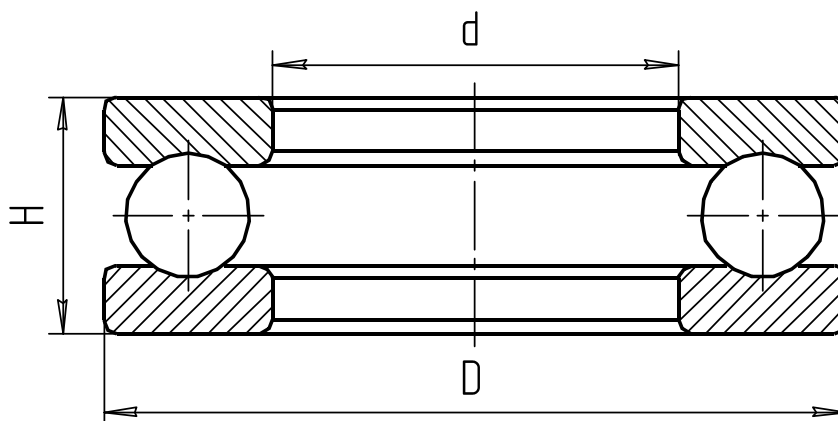


Рис. 5.4. Схема упорного шарикового подшипника
с основными размерами

Расчёт деталей крюковой подвески

В расчёте грузовой подвески рассчитывается траверса (поперечина), ось блока по напряжениям изгиба и давлению в подшипниках, серьги (грузовые щёки).

Расчёт поперечины (траверсы) (см. рис. 5.3). Поперечины изготовляют из сталей марок Ст4, Сталь 15, 20. Размеры поперечного сечения траверсы (рис. 5.5) определяются при ее расчёте на напряжение изгиба:

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_{II}} \leq [\sigma_{II}], \quad (5.1)$$

где σ_{II} — расчётное напряжение изгиба, МПа;

M_{II} — изгибающий момент, возникающий в средней части траверсы, Н·мм:

$$M_{II} = \frac{F_m l_0}{4};$$

F_m — сила тяжести груза, действующая на крюк, Н;

l_0 — опорная часть траверсы, мм:

$$l_0 = l_c + 2(S + S_1);$$

l_c — ширина траверсы, назначаемая в зависимости от наружного диаметра упорного подшипника или опорной шайбы, мм;

W_{II} — момент сопротивления при изгибе среднего сечения траверсы, мм³:

$$W_{II} = \frac{(B - d_K) h^2}{6};$$

B — ширина траверсы, мм:

$$B = D + (2 \dots 15) = 26 + 2 = 28 \text{ мм};$$

d_K — диаметр отверстия для прохода ненарезанной части цилиндрического хвостовика крюка, мм:

$$d_K = d_1 + (2 \dots 5) = 12 + 2 = 14 \text{ мм};$$

$[\sigma_{II}]$ — допускаемое напряжение изгиба, МПа.

В нашем случае использован вариант с упорным подшипником, тогда D будет равняться его наружному диаметру. Ширина траверсы $l_c = D + (2 \dots 15)$ мм. Для подшипника № 8101 — $D = 26$ мм, тогда $l_c = 26 + 2 = 28$ мм, S — толщина серьги, принимаем её значение равным 5 мм; S_1 — толщина щитка, принимаем его значение равным 1 мм, тогда $l_0 = 28 + 2(5 + 1) = 40$ мм.

Подставляя полученные значения в формулу изгибающего момента траверсы, получим:

$$M_{II} = \frac{4000 \cdot 40}{4} = 40000 \text{ Н·мм.}$$

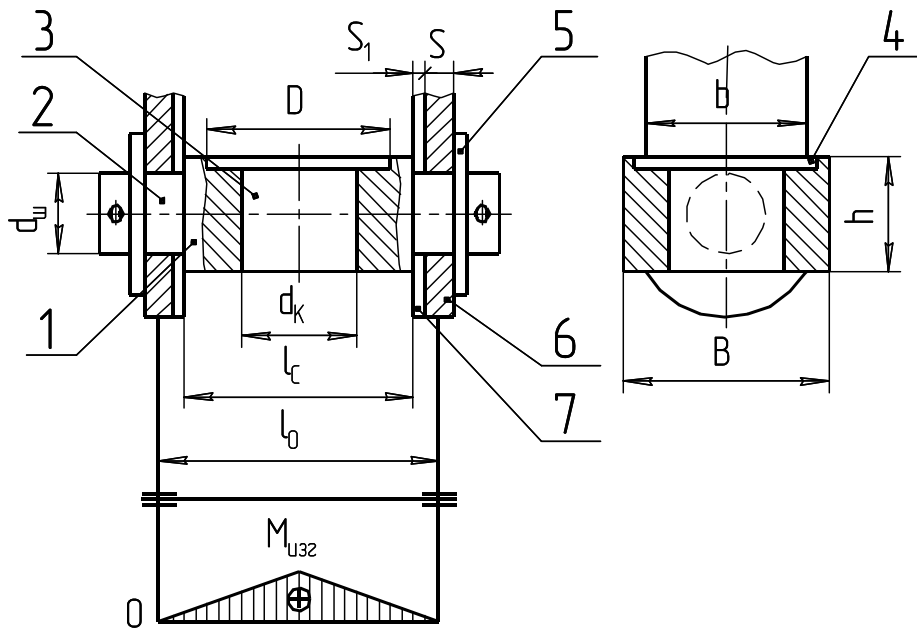


Рис. 5.5. Схема для расчёта поперечины:

1 — поперечина; 2 — шип; 3 — отверстие под цилиндрический наконечник крюка; 4 — расточка под упорный шариковый подшипник или опорную шайбу; 5 — устройство осевой фиксации поперечины; 6 — серьга; 7 — щиток

Преобразуем уравнение (5.1) относительно h :

$$h = \sqrt{\frac{6M}{(B - d_k)[\sigma_H]}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 40000}{(20 - 14)90}} = 13,8 \text{ мм.}$$

Принимаем высоту траверсы $h = 14 \text{ мм}$.

Определяем расчётным путем диаметр шипа траверсы:

$$d_{ш} = \sqrt[3]{\frac{M_{шш}}{0,1[\sigma_H]}},$$

где $M_{шш}$ — изгибающий момент, действующий на шип, Н·мм:

$$M_{шш} = \frac{F_m \left(S_1 + \frac{S}{2} \right)}{n};$$

n — число шипов на траверсе.

Принимаем следующие значения: $F_m = 4000 \text{ Н}$; $S = 5 \text{ мм}$; $S_1 = 1 \text{ мм}$; $n = 2$.

Тогда
$$M_{шш} = \frac{4000 \left(1 + \frac{5}{2} \right)}{2} = 7000 \text{ Н·мм};$$

$$d_{ш} = \sqrt[3]{\frac{7000}{0,1 \cdot 90}} = 9,18 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр шипа $d_{ш} = 10$ мм. Работоспособность шипа проверяют по давлению:

$$p = \frac{F_m}{nd_{ш}(S + S_1)} \leq [p].$$

Допустимое давление $p = 80 \dots 100$ МПа [1, с. 15]:

$$p = \frac{4000}{2 \cdot 10(5 + 1)} = 33,3 \text{ МПа}.$$

Это меньше допускаемого. Условие работоспособности удовлетворяется.

Расчёт оси блока

При использовании полиспастной схемы крюковой подвески в ее верхней части размещается узел блока. Блок устанавливается один, так как в ручных механизмах грузоподъемность не превышает 5 т. При этом кратность полиспаста равняется 2.

Ось блока конструируется с подшипником скольжения или качения (рис. 5.6). При небольшой грузоподъемности (до 3 т) применяются подшипники скольжения.

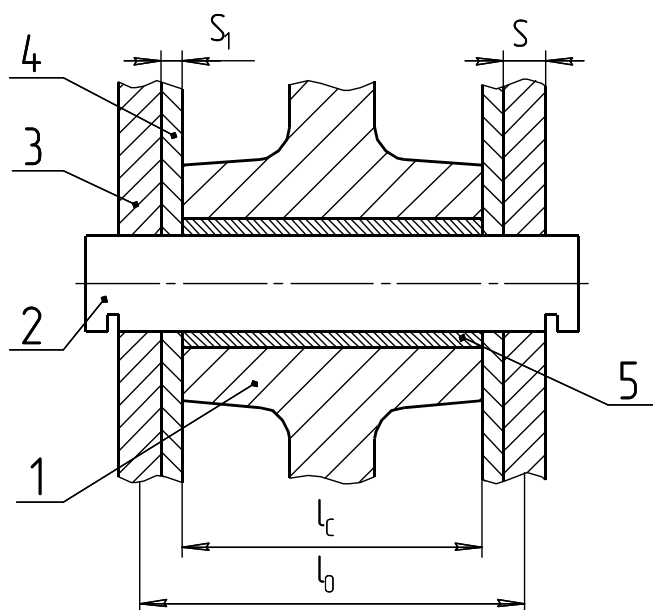


Рис. 5.6. Схема к расчёту оси блока:
1 — блок; 2 — ось блока; 3 — серьга;
4 — щиток; 5 — втулка

Расстояние между грузовыми щеками l_c , а следовательно, и длина ступицы равна ранее определённому при расчёте траверсы. Рекомендуется назначить размеры оси блока в зависимости от его диаметра, а затем проверить его работоспособность по давлению в нём, как в подшипнике скольжения.

Рекомендуемые размеры: диаметр оси $d_0 = (0,20 \dots 0,25) D_{БЛ}$ или $d_0 = 0,2 \cdot 80 = 16$ мм.

Ось блока рассчитывают по напряжению изгиба:

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_x} \leq [\sigma_{II}],$$

где M_{II} — изгибающий момент, возникающий в средней части оси, Н·мм:

$$M_{II} = \frac{F_m l_0}{4} = \frac{4000 \cdot 40}{4} = 40000 \text{ Н·мм};$$

W_x — осевой момент сопротивления изгибу оси, мм³:

$$W_x = 0,1 d_0^3 = 0,1 \cdot 16^3 = 409,6 \text{ мм}^3.$$

Тогда
$$\sigma_{II} = \frac{40000}{409,6} = 97,7 \text{ МПа}.$$

Оси блоков обычно изготавливают из сталей марок Ст5, Ст6, Сталь 40, Сталь 45, с допустимым напряжением изгиба $[\sigma_{II}] = 120 \dots 140$ МПа. Следовательно, прочность оси блока обеспечена.

Для блоков на опорах скольжения диаметр оси и принятую длину ступицы необходимо проверить по удельному давлению:

$$p = \frac{F_m}{d_0 l_c z} \leq [p],$$

где z — число блоков в подвеске;

d_0 — диаметр оси блока, мм;

l_c — длина ступицы блока, мм;

$[p]$ — допустимое давление, зависящее от материала втулки блока, МПа.

В ступицу блока устанавливаем бронзовую втулку. Для сочетания «стальная ось – бронзовая втулка» $[p] = 10 \dots 15$ МПа:

$$p = \frac{4000}{16 \cdot 28 \cdot 1} = 8,9 \text{ МПа}.$$

Следовательно, работоспособность подшипника обеспечена.

Расчёт серьги крюковой подвески

Серьгу подвески проверяют на напряжения растяжения в ослабленном отверстием оси сечении по формуле

$$\sigma_P = \frac{F_m}{2(b - d_0)S} \leq [\sigma_P],$$

где σ_P — расчётное напряжение растяжения, МПа;

b — ширина серьги, мм. Рекомендуемая ширина серьги

$$b = (1,8 \dots 2) d_0 = 2 \cdot 16 = 32 \text{ мм};$$

d_0 — диаметр отверстия в серьге под ось блока, мм;

S — толщина серьги, мм.

Подставив значения, получим:

$$\sigma_p = \frac{4000}{2(32-16)5} = 25 \text{ МПа.}$$

Это меньше допускаемого. Размеры крюковой подвески выбраны.

Расчёт барабана

Определяем длину барабана:

$$L_{\text{БАР}} = z t_H,$$

где z — полное число витков нарезки на барабане:

$$z = z_p + z_3 + z_K;$$

z_p — рабочее число витков:

$$z_p = \frac{H K_{\Pi}}{\pi D_{\text{БАР}}};$$

H — высота подъёма груза, м;

z_3 — количество неприкосновенных витков ($z_3 = 1, 5 \dots 2$ витка);

z_K — концевые участки барабана (по 1...2 витка с каждой стороны);

t_H — шаг нарезки, мм: $t_H = d_K + (1 \dots 3)$ мм или более точно [7, с 220]. В нашем случае $t_H = 5$.

Полная длина барабана составит

$$L_{\text{БАР}} = \left(\frac{2000 \cdot 2}{3,14 \cdot 80} + 2 + 2 \cdot 1 \right) 5 = 100 \text{ мм.}$$

Толщина стенки барабана определяется по эмпирической зависимости:

$$\delta_{\text{БАР}} = 0,02 D_{\text{БАР}} + (6 \dots 10) \geq 8 \text{ мм.}$$

В нашем случае $\delta_{\text{БАР}} = 0,02 \cdot 80 + 6 = 7,6$ мм. Принимаем $\delta_{\text{БАР}} = 8$ мм.

Проверку барабана на прочность проводим по напряжениям сжатия:

$$\sigma_{\text{СЖ}} = \frac{F_{\text{max}}}{t_H \delta_{\text{БАР}}} \leq [\sigma_{\text{СЖ}}],$$

где $[\sigma_{\text{СЖ}}]$ — допускаемые напряжения сжатия, МПа. Для чугунных барабанов $[\sigma_{\text{СЖ}}] = 90 \dots 140$ МПа, для стальных — $[\sigma_{\text{СЖ}}] = 120 \dots 230$ МПа. Более точно [7, с. 24].

В нашем случае барабан изготавливаем из чугуна. Напряжения сжатия в нем будут равны

$$\sigma_{\text{СЖ}} = \frac{2188}{5 \cdot 8} = 54,7 < [\sigma_{\text{СЖ}}] = 90 \text{ МПа.}$$

Прочность обеспечена.

Расчёт передаточного механизма

В качестве передаточного механизма применяем открытую цилиндрическую зубчатую передачу. Определяем требуемое передаточное отношение как отношение момента на барабане $T_{БАР}$ к моменту на рукоятке T_P (см. рис. 5.1):

$$i = \frac{T_{БАР}}{T_P} = \frac{D_{БАР} F_m}{2 F_P L_P \eta},$$

где F_P — усилие со стороны рабочего на рукоятке. Принимается для длительной работы $F_P = 120$ Н, при кратковременном приложении нагрузки — $F_P = 250$ Н;

η — коэффициент полезного действия открытой зубчатой передачи. Принимается $\eta = 0,92 \dots 0,94$.

Для нашего случая принимаем $F_P = 120$ Н, $L_P = 300$ мм, $\eta = 0,92$, тогда

$$i = \frac{T_{БАР}}{T_P} = \frac{80 \cdot 2188}{2 \cdot 120 \cdot 300 \cdot 0,92} = 2,64.$$

Параметры зубчатых колес рассчитать с помощью компьютерной программы «Расчёт открытой цилиндрической передачи», разработанной на кафедре деталей машин.

Исходные данные:

- твердость шестерни $HV_1 = 250$;
- твердость колеса $HV_2 = 220$;
- режим термообработки — нормализация;
- частота вращения рукоятки — 30 мин^{-1} ;
- крутящий момент на валу шестерни при $L_P = 0,3$ м и усилия работника $F_P = 150$ Н равен $T_{Ш} = 45 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Результаты расчёта:

- модуль — 3 мм;
- ширина шестерни — 20 мм;
- ширина колеса — 19,2 мм;
- действительное передаточное отношение — 2,65;
- делительный диаметр шестерни — 51 мм;
- делительный диаметр колеса — 135 мм;
- межосевое расстояние — 93 мм;
- окружная сила — 1760 Н;
- радиальная сила — 640 Н.

Проектирование грузоупорного дискового тормоза с храповым остановом

Грузоупорный тормоз устанавливаем на валу шестерни, так как крутящий момент на нём меньше, чем на валу барабана (рис. 5.7).

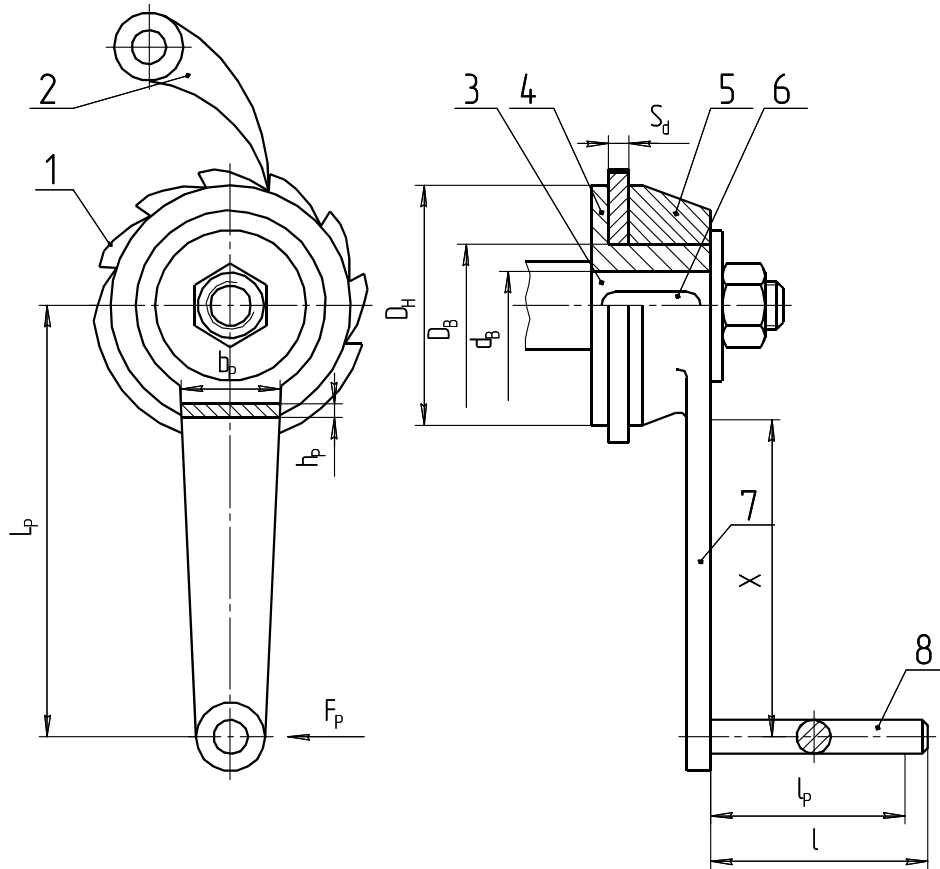


Рис. 5.7. Грузоупорный тормоз с храповым остановом:
1 — храповое колесо; 2 — собачка (защёлка); 3 — вал шестерни;
4 — упорный диск с фрикционной накладкой; 5 — нажимной диск с фрикционной
накладкой; 6 — шпонка; 7 — рукоятка; 8 — ручка рукоятки

Требуемый тормозной момент:

$$T_T = \frac{D_{БАР} F_{max} k_T}{2i\eta} = \frac{80 \cdot 2188 \cdot 1,5}{2 \cdot 2,65 \cdot 0,92} = 53847 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

где k_T — коэффициент запаса торможения. Для ручного и легкого режима работы — $k_T = 1,5$; для среднего режима — $k_T = 1,75$; для тяжелого режима — $k_T = 2$. Для весьма тяжелого режима — $k_T = 2,5$.

Тормозной момент будет передаваться ведущим валом передачи. Определяем его размер:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{T_T}{0,1[\sigma_H]}} = \sqrt[3]{\frac{53847}{0,1 \cdot 80}} = 18,3 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр ведущего вала передачи с учетом ослабления его шпоночными пазом $d_B = 20$ мм.

Тормозной момент T_T будет создаваться на поверхностях трения храпового колеса T_K и в резьбе ступицы нажимного диска T_P :

$$T_T = T_K + T_P = 0,5D_{CP}nF_0f + 0,5d_2F_0tg(\psi + \varphi').$$

Выражаем формулу относительно силы осевого сжатия дисков:

$$F_0 = \frac{T_T}{0,5D_{CP}nf + 0,5d_2tg(\psi + \varphi')}, \quad (5.2)$$

где D_{CP} — средний диаметр нажимного диска, мм. Определяется после установки размеров внутреннего диаметра отверстия в храповом диске (рекомендуемое значение $D_B = (1,8...2) d_B$), а также наружного диаметра нажимного и упорного диска (рекомендуемое значение $D_H = (1,8...2) d_B$). Принимаем $D_B = 2 d_B = 2 \cdot 20 = 40$ мм;

$$D_H = 2 \cdot 40 = 80 \text{ мм. Тогда } D_{CP} = \frac{D_H + D_B}{2} = \frac{80 + 40}{2} = 60 \text{ мм.}$$

n — число поверхностей трения (в нашем случае $n = 2$);

f — коэффициент трения на поверхностях трения, с фрикционными накладками $f = 0,3$;

d_2 — средний диаметр резьбы ступицы упорного диска, мм, определяется после выбора шага резьбы. Для трапецеидальной резьбы шаг $P = 0,2D_B = 0,2 \cdot 40 = 8$ мм (рекомендуется шаг резьбы согласовывать с рядом чисел — 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14):

$$d_2 = D_B - 0,5P = 40 - 0,5 \cdot 8 = 36 \text{ мм;}$$

ψ — угол подъёма резьбы, рекомендуемое значение $\psi = 15...20^\circ$:

$$\psi = \arctg \frac{tz}{\pi d_2};$$

z — число заходов резьбы ступицы упорного диска, рекомендуется $z = 2...4$ (принимаем $z = 4$). В нашем случае

$$\psi = \arctg \frac{8 \cdot 4}{3,14 \cdot 36} = 16,1^\circ;$$

φ' — приведенный угол трения в резьбе. Для трапецеидальной резьбы $\varphi' = 1,05 \arctg f_P$;

f_P — коэффициент трения в резьбе. Для смазанной резьбы $f_P = 0,07$. В нашем случае $\varphi' = 1,05 \arctg 0,07 = 4,2^\circ$.

После подстановки всех значений в формулу (5.2) получаем

$$F_0 = \frac{53847}{0,5 \cdot 60 \cdot 2 \cdot 0,3 + 0,5 \cdot 36 \cdot tg(16,1 + 4,2)} = 2184 \text{ Н.}$$

Проводим проверку работоспособности тормоза по удельному давлению на поверхностях трения:

$$p = \frac{4F_0}{(D_H^2 + D_H^2)\pi} = \frac{4 \cdot 2184}{(80^2 + 40^2) 3,14} = 0,58 \text{ МПа.}$$

Допускаемое давление для сочетания «фрикционная накладка – металл» — 0,4...0,6 МПа. То есть условие работоспособности выдержано.

Проектирование храпового останова

Модуль храпового колеса:

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2T_m}{k_b z_K y[\sigma_H]}}.$$

В расчётах принимаем коэффициент вида зацепления: $y = 0,375$ (при внешнем зацеплении защелки с храповым колесом), отношение ширины колеса храповика к модулю $k_b = \frac{b}{m_m} = 2$, число зубьев храпового колеса $z_K = 10$ (принимается 6...30), $[\sigma_H] = 20$ МПа (при изготовлении храпового колеса из серого чугуна):

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 52847}{2 \cdot 10 \cdot 0,375 \cdot 20}} = 8,9 \text{ мм.}$$

Принимаем $m_m = 10$ мм (из рекомендуемого ряда 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 30).

Находим диаметр храпового колеса:

$$D_K = m_m z_K = 10 \cdot 10 = 100 \text{ мм.}$$

Устанавливаем параметры зуба храпового колеса.

Ширина зуба:

$$b = k_b m_m = 2 \cdot 10 = 20 \text{ мм.}$$

Толщину диска храпового колеса принимаем равной ширине зуба:

$$S_d = b = 20 \text{ мм.}$$

Высота зуба равна модулю. Прочность кромки зуба на смятие приемлемо, так как усилие на единицу ширины зуба:

$$p = \frac{2T_m}{k_b z_K m_m^2} = \frac{2 \cdot 53847}{2 \cdot 10 \cdot 10^2} = 53,8 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Таким образом, $p = 53,8 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} < [p] = 150 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$

При расположении центра качания собачки на касательной к окружности храповика обеспечивается наименьшее усилие на собачку. Тогда суммарное напряжение изгиба и сжатия в теле собачки будет равно

$$\sigma = \frac{F_t}{b_1 \delta} \left(\frac{6e}{\delta} + 1 \right). \quad (5.3)$$

Значение параметров данного выражения: ширина защелки $b_1 = b + 4 = 18 + 4 = 22$ мм; толщина защелки $\delta = 0,8m_m = 0,8 \cdot 10 = 8$ мм; эксцентриситет действия силы $e = 0,5\delta = 0,5 \cdot 8 = 4$ мм; окружное усилие храпового колеса $F_t = \frac{2T_m}{D_K} = \frac{2 \cdot 53847}{100} = 1077$ Н. После подстановки принятых параметров в формулу (5.3), получаем:

$$\sigma = \frac{1077}{22 \cdot 8} \left(\frac{6 \cdot 4}{8} + 1 \right) = 24,5 \text{ МПа},$$

что меньше допускаемого $[\sigma_H] = 50$ МПа (при изготовлении защелки из Стали 45).

Расчёт рукоятки и ручки рукоятки

Момент на барабане в данном задании создается человеком (ручной привод). В этом механизме применяют рукоятки. При обслуживании привода одним рабочим длину рукоятки L_P принимают равной 300...400 мм, двумя рабочими — 400...500 мм. Радиус R рукоятки (плечо) для удобства должен быть не более 300...350 мм. Ось вращения рукоятки следует располагать на высоте 0,9...1 м над уровнем опорной поверхности, на которой стоит рабочий. Когда рукояткой невозможно описывать полную окружность, используют качающиеся рукоятки с трещотками. Если по обеим сторонам на вал насаживают рукоятки, то их необходимо располагать под углом 120° одна относительно другой. Чтобы рукоятка не натирала ладонь, на ручку надевают свободно вращающуюся трубу наружным диаметром 30...35 мм.

На нажимном диске 5 (см. рис. 5.7) смонтирована рукоятка 7, на противоположной стороне которой жестко крепится ручка 8 длиной l . Ручка работает на изгиб. Проектным расчётом определим минимально необходимый ее диаметр. Считаем, что усилие со стороны рабочего F_P приложено на плече $l_P = (0,7...0,8)l$, тогда

$$d_P = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma_H]}} = \sqrt[3]{\frac{F_P 0,8l}{0,1[\sigma_H]}}.$$

Примем $F_P = 150$ Н, $l = 180$ мм. Подставляем это значение в формулу, получим

$$d_P = \sqrt[3]{\frac{150 \cdot 0,8 \cdot 180}{0,1 \cdot 80}} = 13,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_P = 14$ мм.

Опасным сечением рукоятки 7 будет место ее крепления к нажимному диску 5. Плечо действия силы F_P будет равно X . Примем его равным $X = 0,9L_P$. Тогда напряжения изгиба в опасном сечении будут равны

$$\sigma_H = \frac{F_P 0,9L_P 6}{h_P b_P^2} \leq [\sigma_H].$$

Примем $L_P = 300$ мм, $b_P = 25$ мм и $h_P = 8$ мм, тогда

$$\sigma_H = \frac{150 \cdot 0,9 \cdot 300 \cdot 6}{8 \cdot 25^2} = 48,6 \text{ МПа.}$$

При изготовлении рукоятки из Ст3 $[\sigma_H] = 80 \dots 100$ МПа. Условие прочности выполняется.

5.2. Проектирование механизма подъёма с электрическим приводом

Разработка структурно-функциональной схемы механизма подъёма от груза до двигателя

Грузозахватные приспособления предназначены для захвата штучных и навалочных грузов при их перегрузке кранами и погрузчиками. Они должны обеспечивать надежность удержания груза на весу и безопасную работу людей, сохранность груза и упаковки, быстрый захват и освобождение груза.

Вследствие большого разнообразия форм, размеров и свойств тарно-штучных и широкой номенклатуры навалочных грузов возникла необходимость проектирования и изготовления различных захватных устройств. В грузоподъемных машинах сельскохозяйственного назначения наибольшее применение получили универсальные грузозахватные устройства, прежде всего, грузовые крюки и петли.

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом). Они служат для выигрыша в силе или в скорости. В нашем случае необходим выигрыш в силе, поэтому выбираем полиспасту с кратностью $K_{\Pi} = 2$.

Вследствие небольшой высоты подъёма и вылета стрелы навивка на барабан будет однослойной. На барабане для этого предусмотрим специальные канавки для каната.

На рисунке 5.8 представлена схема механизма подъёма с электрическим приводом.

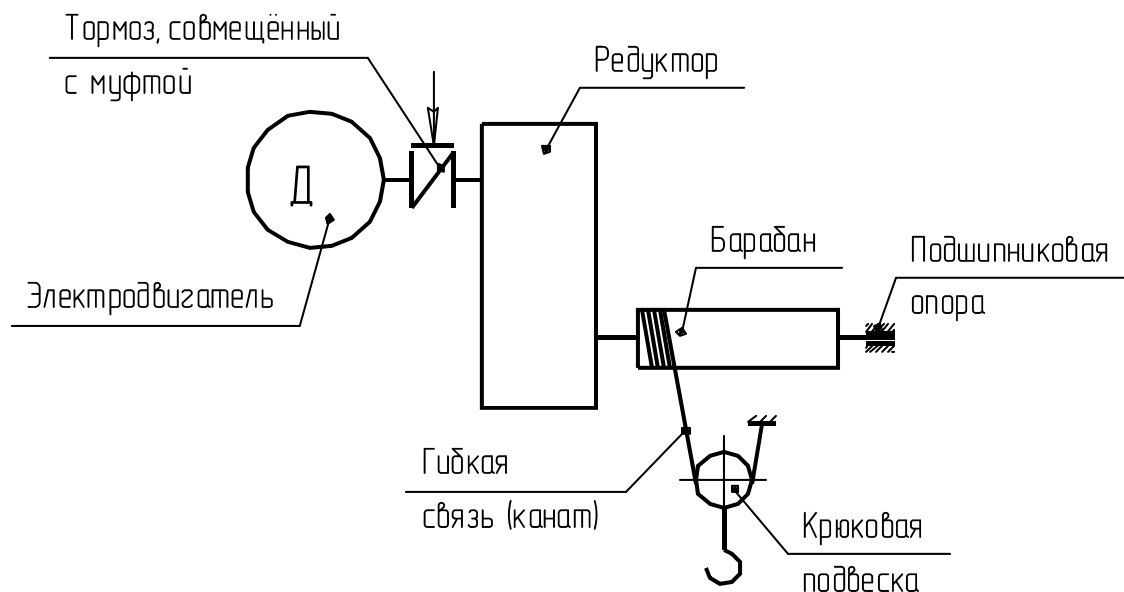


Рис. 5.8. Схема механизма подъёма

Исходные данные:

- грузоподъёмность — 2 т;
- высота подъёма — 8 м;
- условие работы — лёгкие;
- скорость подъёма — 10 м/мин.

Данная схема состоит из электродвигателя, тормоза, понижающего редуктора, муфты, барабана, предназначенного для накопления каната, самого каната, системы подвижных и неподвижных блоков (полиспаста) и крюковой подвески.

Во время работы вращающий момент передается от электродвигателя через упругую муфту на колодочный тормоз, которые совмещены в единый механизм. Тормоз мы располагаем сразу же после электродвигателя, чтобы выиграть в силе. Это связано с тем, что при данном расположении тормоза усилий, прилагаемых к нему, требуется меньше. От тормоза вращающий момент передается на редуктор. В редукторе понижается скорость вращения, но увеличивается момент. Далее от редуктора через предохранительную муфту вращающий момент передается на барабан. Затем, в зависимости от направления вращения вала двигателя, крюковая подвеска либо опускает, либо поднимает подвешенный груз.

В подвешенном состоянии груз удерживается колодочным тормозом, который фиксирует вал. Тормоз также предназначен для аварийной остановки груза в случае отключения электричества.

Выбор каната

По правилам Госгортехнадзора, канаты подбирают по разрывному усилию S_{PA3P} , указанному в стандарте исходя из соотношения

$$S_{PA3P} \geq S_{MAX} n,$$

где n — коэффициент запаса прочности, который зависит от условий работы.

По источнику [7, с. 22, табл. 2.3] принимаем $n = 5$.

Наибольшее натяжение тяговой ветви каната рассчитаем по формуле

$$S_{MAX} = \frac{G}{a K_{II} \eta_{БЛ}^m},$$

где G — сила тяжести поднимаемого груза, Н;

a — число полиспастов;

K_{II} — кратность полиспаста;

m — число блоков.

$\eta_{БЛ}$ — КПД блока;

Принимаем блоки на подшипниках качения и КПД их будет равен $\eta_{БЛ} = 0,97$. Число блоков равно $m = 1$.

Подставляя значения, получим:

$$G = Q g = 2 \cdot 9,81 = 19,62 \text{ кН};$$

$$S_{MAX} = \frac{19,62}{1 \cdot 2 \cdot 0,97} = 10,11 \text{ кН};$$

$$S_{PA3P} = 10,11 \cdot 5 = 50,55 \text{ кН}.$$

Скорость намотки каната на барабан равна

$$V_K = \frac{V_{II}}{60} K_{II},$$

где V_K — скорость подъёма груза, м/мин:

$$V_K = \frac{10}{60} \cdot 2 = 0,33 \text{ м/с}.$$

С учетом максимального разрывного усилия в канате по источнику [7, с. 216, табл. 10] принимаем канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 19 (1 + 6 + 6/6) + 1$ о.с. по ГОСТ 2688—80:

- | | |
|---|--------------------------------|
| — диаметр каната | — $d_K = 9,9$ мм; |
| — расчётная площадь сечения всех проволок | — $A_K = 36,66 \text{ мм}^2$; |
| — масса 1000 м смазанного каната | — $m_K = 1850$ кг; |
| — расчётное разрывное усилие каната | — $S_{PA3P} = 52,85$ кН; |
| — временное сопротивление проволок | — $\sigma_B = 1666$ МПа. |

Конец каната крепим на кране с помощью винтовых зажимов. Прочность крепления с помощью винтовых зажимов составляет 85% прочности каната. Внутри изогнутого каната размещаем коуш, который выбираем в зависимости от диаметра каната.

По источнику [7, с. 22] в зависимости от диаметра каната принимаем число винтовых зажимов $n_3 = 3$. Зажимы устанавливаем так, чтобы рабочая ветвь каната не деформировалась. Шаг расположения зажимов и длина свободного конца каната от последнего зажима должны быть не менее 60 мм.

В качестве материала для коуша (рис. 5.9) и зажима (рис. 5.10) принимаем конструкционную сталь Ст0.

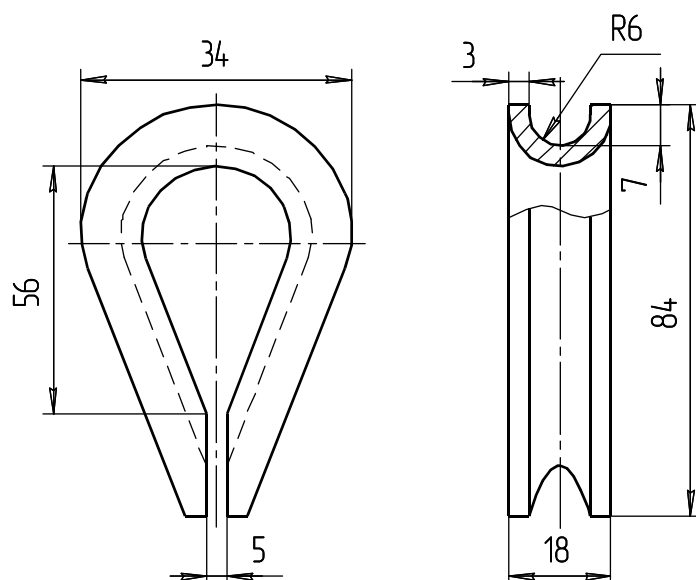


Рис. 5.9. Эскиз коуша по ГОСТ 2224—93

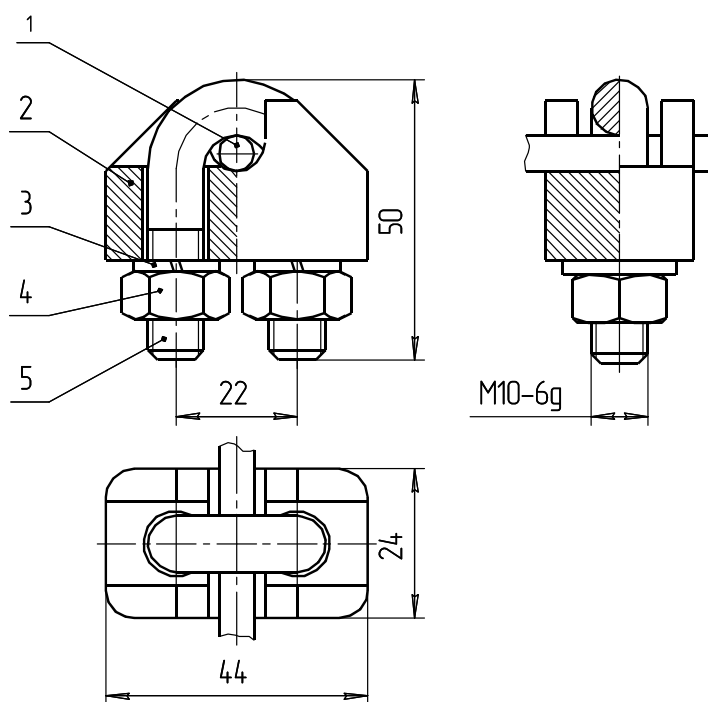


Рис. 5.10. Эскиз зажима:

1 — канат; 2 — основание; 3 — шайба пружинная;
4 — гайка; 5 — скоба

Крепление конца каната при помощи винтовых зажимов представлено на рисунке 5.11.

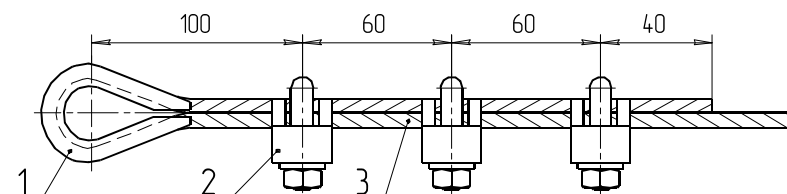


Рис. 5.11. Эскиз крепления конца каната на коуше:
1 — коуш; 2 — зажим; 3 — канат

Разработка канатного блока

Канатная подвеска представляет из себя совокупность деталей, позволяющая обеспечить захват груза и его подъём с применением полиспаста. Эскиз подвески представлен на рисунке 5.2. На рисунке 5.12 приведены две схемы полиспастов.

Схема 5.12, а используется для уменьшения усилия в канате (наш случай). При этом канат требуется меньшего диаметра, что позволяет уменьшить диаметры блоков и увеличить скорость намотки каната на барабан. Последнее обстоятельство упрощает трансмиссию. Схема 5.12, б применяется, когда имеется мощный силовой элемент типа гидравлического или пневматического цилиндра. Ход рабочего элемента у них небольшой и не обеспечивает достаточной высоты подъёма груза. Использование полиспаста второго типа исправляет этот недостаток. Общим недостатком обоих типов полиспастов является усложнение конструкции механизма подъёма.

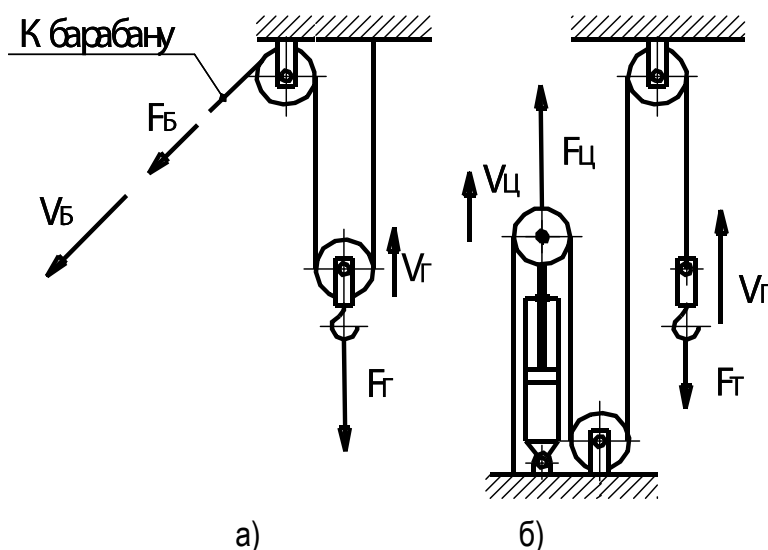


Рис. 5.12. Схемы полиспастов
для выигрыша в силе (а) и высоте подъёма (б)

Блоки, применяемые в грузоподъёмных машинах, бывают неподвижные и подвижные. Неподвижные блоки, оси которых закреплены, служат для изменения направления движения каната. Подвижные блоки используют в полиспастах.

Для нашего крана в соответствии с рекомендациями принимаем блоки из чугуна марки СЧ15.

Допустимый диаметр блока, огибаемого стальным канатом в крюковой подвеске, равен

$$D_{\text{БЛ}} \geq e d_K,$$

где e — коэффициент, зависящий от грузоподъёмности машины и режима ее работы.

По источнику [7, с. 22 табл. 2.3] принимаем $e = 20$, тогда

$$D_{\text{БЛ}} = 20 \cdot 9,9 = 198 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_{\text{БЛ}} = 200 \text{ мм.}$

В соответствии с рекомендациями [7] диаметр отклоняющего блока принимаем на 20% меньше, т.е. $D_{\text{БЛ}} = 160 \text{ мм.}$ Эскиз профиля канавки канатного блока изображён на рисунке 5.13.

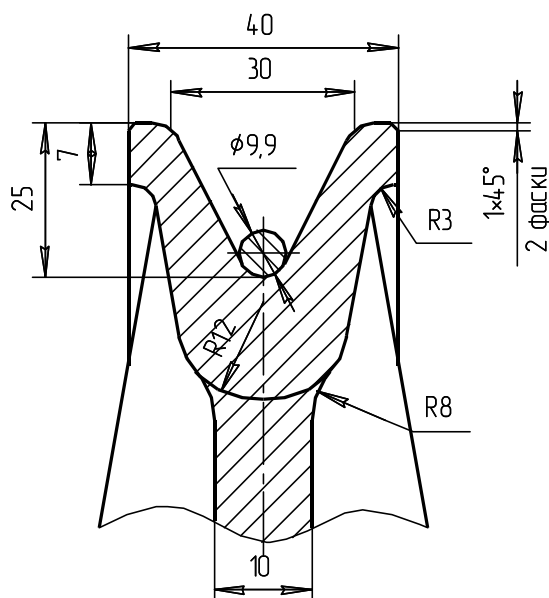


Рис. 5.13. Эскиз профиля канавок канатных блоков

Разработка конструкции крюковой обоймицы

Основные детали крюковых подвесок (рис. 5.14): поперечина (траверса), блоки, грузовые планки. Для самоустанавливаемости подвешенного груза используют уравнильные блоки в полиспасте и сферические шайбы под упорными подшипниками. С целью предотвращения ударов крюковой подвески о раму или барабан грузоподъёмника ставят концевые выключатели.

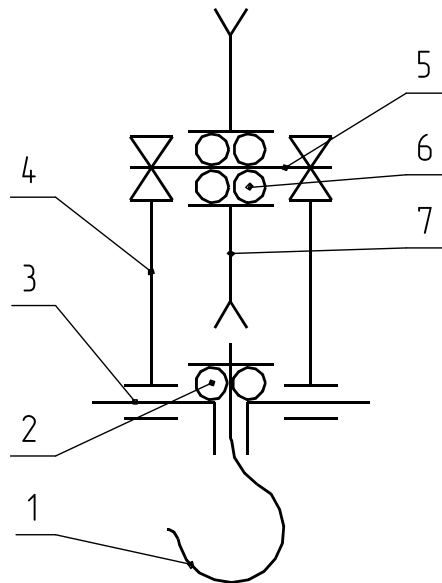


Рис. 5.14. Схема подвеса крюка:
 1 — крюк; 2 — упорный подшипник; 3 — траверса;
 4 — щека; 5 — ось блока; 6 — подшипник блока;
 7 — блок канатный

При выборе (наматывании на барабан) каната подвижный блок поднимается вместе с грузом или без него либо наоборот.

В нашем кране будем использовать стандартный однорогий крюк (рис. 5.15). Однорогий — потому что грузоподъемность менее 20 т. Крюк выполнен из низкоуглеродистой стали 20.

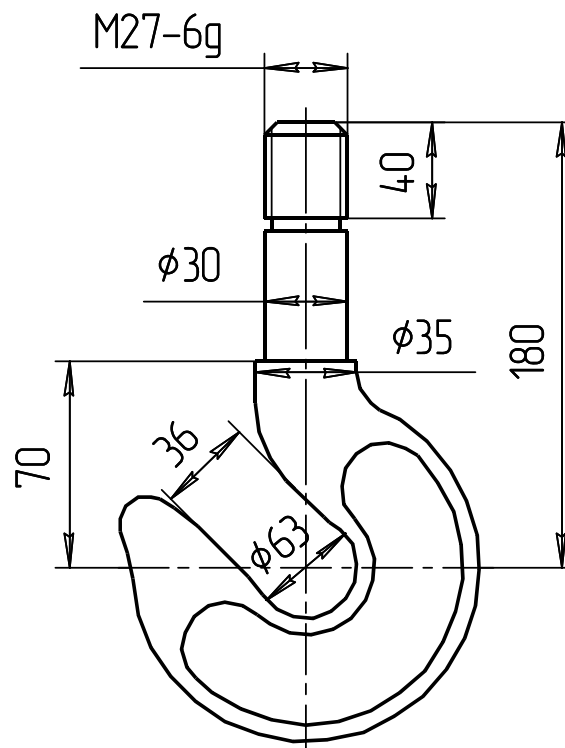


Рис. 5.15. Эскиз крюка № 10

По источнику [7, с. 215, табл. 8] принимаем крюк № 10: грузоподъёмность 2 т, тип Б — длинный, масса — 2,9 кг, резьба наколенника М27.

Упорный подшипник (рис. 5.16) выбираем по статической грузоподъёмности:

$$C_0 \geq 1,25 Q g,$$

$$C_0 = 1,25 \cdot 2000 \cdot 9,81 = 24525 \text{ Н.}$$

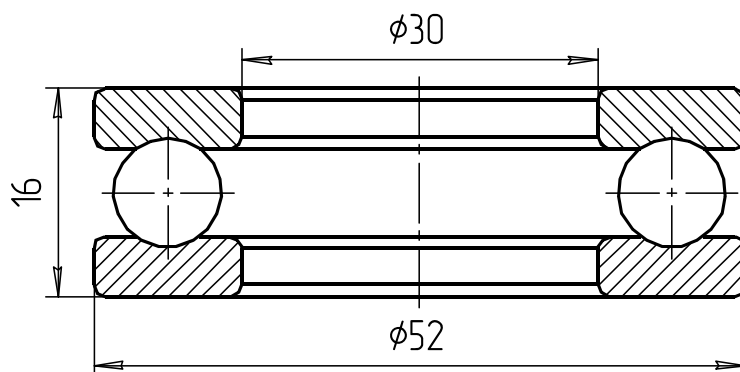


Рис. 5.16. Подшипник шариковый однорядный упорный № 8206 ГОСТ 7872—89

По источнику [2, Т. 2, с. 247, табл. 140] принимаем подшипник шариковый однорядный упорный № 8206 по ГОСТ 7872—89:

$$C_0 = 40 \text{ кН.}$$

Определяем диаметр шипа траверсы:

$$d_{\text{ш}} = \sqrt[3]{\frac{M'_H}{0,1[\sigma_H]}} = \sqrt[3]{\frac{39240}{0,1 \cdot 80}} = 16,99 \text{ мм,}$$

где M'_H — изгибающий момент, действующий на шип, Н·мм;
 $[\sigma_H]$ — допустимое напряжение изгиба, Н/мм².

В качестве материала для траверсы (рис. 5.17) принимаем сталь марки Ст4. Допустимое напряжение изгиба для данной стали равно $[\sigma_H] = 80 \text{ МПа}$, тогда

$$M'_H = \frac{G(S + S_1)}{4} = \frac{19620 \cdot (6 + 2)}{4} = 39240 \text{ Н·мм,}$$

где S — толщина серьги, мм;
 S_1 — толщина щитка, мм.

Толщину щитка принимаем равной $S_1 = 2 \text{ мм}$, а толщину серьги равной $S = 6 \text{ мм}$.

Диаметр шипа траверсы принимаем равным $d_{\text{ш}} = 18 \text{ мм}$.

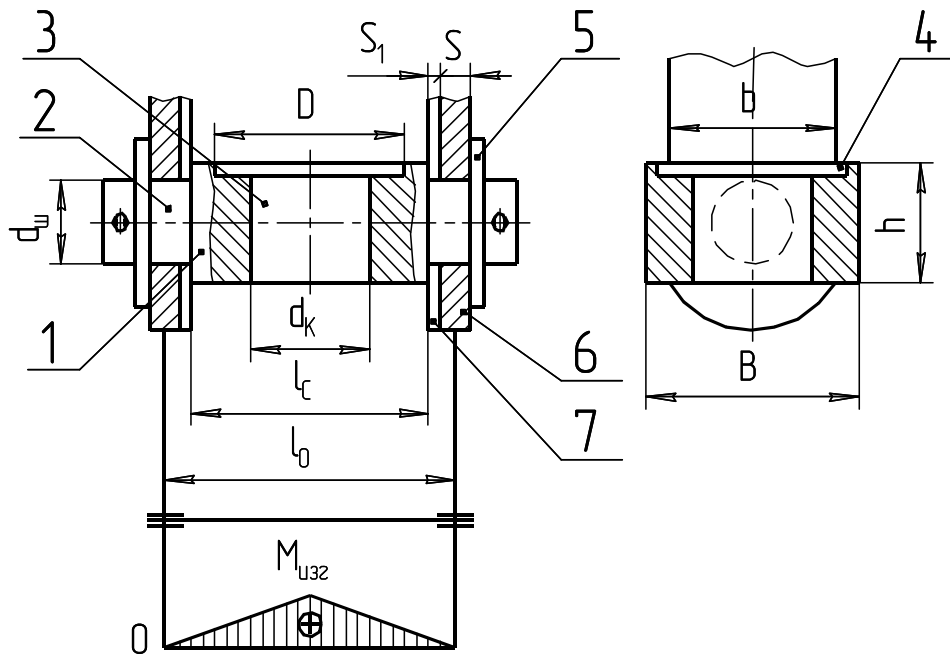


Рис. 5.17. Схема для расчёта поперечины:

1 — поперечина; 2 — шип; 3 — отверстие под цилиндрический наконечник крюка; 4 — расточка под упорный шариковый подшипник или опорную шайбу; 5 — устройство осевой фиксации поперечины; 6 — серьга; 7 — щиток

Проверяем поперечное сечение траверсы на изгиб:

$$\sigma_H = \frac{M}{W_H} \leq [\sigma_H],$$

где σ_H — расчётное напряжение изгиба, МПа;

M — изгибающий момент, возникающий в средней части траверсы, Н·м:

$$M = 0,25 G l_0 = 0,25 \cdot 19620 \cdot 67 = 328635 \text{ Н·мм};$$

W_H — момент сопротивления при изгибе среднего сечения траверсы, м³:

$$W_H = \frac{(B - d_2) h^2}{6} = \frac{(60 - 30) 32^2}{6} = 5120 \text{ мм}^3.$$

Подставив значения, получим:

$$\sigma_H = \frac{328635}{5120} = 64,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 64,2 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 80 \text{ МПа}.$$

Проверяем шип траверсы на давление:

$$p = \frac{G}{2 d_{III} (s + s_1)} \leq [p],$$

где $[p]$ — допустимое давление, МПа, $[p] = 80 \text{ МПа}$.

Подставив значения, получим

$$p = \frac{19620}{2 \cdot 18(6+2)} = 68,1 \text{ МПа};$$

$$p = 68,1 \text{ МПа} < [p] = 80 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется, следовательно, данной толщины серьги будет достаточно.

Определяем диаметр оси блока (рис. 5.18):

$$\sigma_H = \frac{M_H}{W} \leq [\sigma_H],$$

где M_{II} — изгибающий момент, возникающий в средней части оси, Н·мм;

W — момент сопротивления изгибу оси, мм³;

$[\sigma_{II}]$ — допустимое напряжение изгиба, МПа.

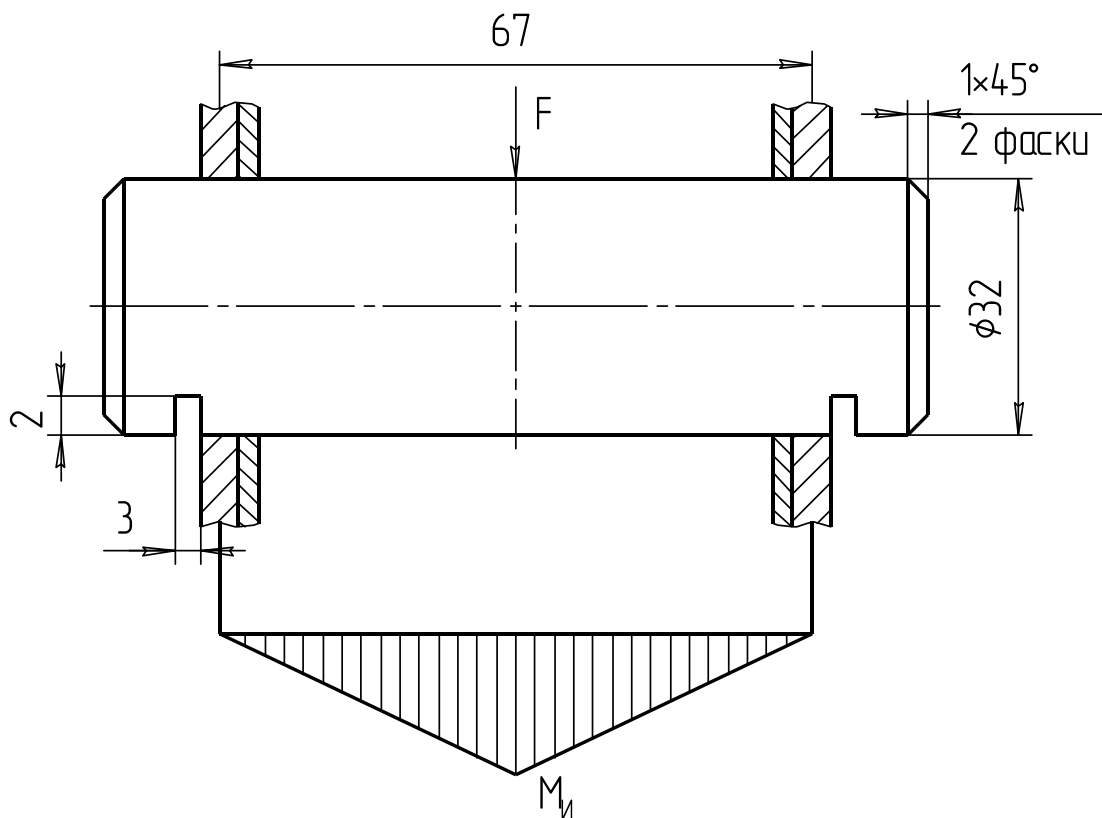


Рис. 5.18. Эскиз оси блока

Для изготовления оси принимаем материал сталь Ст5 с допустимым напряжением $[\sigma_H] = 120 \text{ МПа}$.

Применяя формулы $M_{II} = \frac{Gl}{4}$ и $W = 0,1 d_0^3$, определим:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{Gl}{0,4[\sigma_H]}} = \sqrt[3]{\frac{19620 \cdot 67}{0,4 \cdot 120}} = 30,1 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр оси, равный $d_0 = 32$ мм.

Проверяю серьгу (рис. 5.19) подвески на растяжение в ослабленном сечении:

$$\sigma_P = \frac{G}{2(b_1 - d)s} \leq [\sigma_P],$$

где b_1 — ширина серьги, мм;

d — диаметр отверстия в серьге под ось блока, мм;

$[\sigma_P]$ — допустимое напряжение растяжения, МПа.

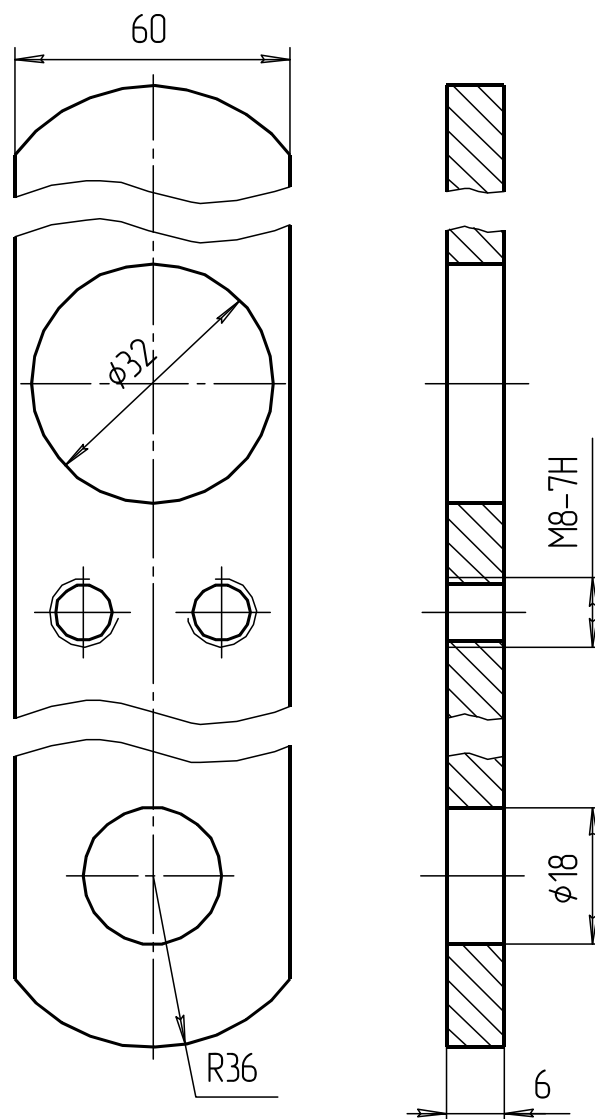


Рис. 5.19. Эскиз серьги

В качестве материала серьги выбираем сталь Ст3 $[\sigma_P] = 88$ МПа:

$$\sigma_P = \frac{19620}{2(60 - 32)6} = 58,4 \text{ МПа},$$

$$\sigma_P = 58,4 \text{ МПа} < [\sigma_P] = 88 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

Проверяем втулку блока на допустимое давление:

$$p = \frac{G}{z d_0 l_c} \leq [p],$$

где z — число блоков в подвеске,

l_c — длина ступицы блока, мм;

$[p]$ — допустимое давление, зависящее от материала втулки, МПа.

Допустимое давление для втулки равно $[p] = 15$ МПа:

$$p = \frac{19620}{1 \cdot 32 \cdot 67} = 9,2 \text{ МПа},$$

$$p = 9,2 \text{ МПа} < [p] = 15 \text{ МПа}.$$

Блок устанавливаем на подшипник скольжения (втулка, запрессованная в блок). Втулку выбираем по источнику [2, Т. 2, с. 76, табл. 30а].

Конструирование барабана

Для изготовления барабана принимаем по рекомендации [7, с. 23] материал чугун СЧ15.

Способ навивки каната на барабан принимаем однослойный ввиду небольшой высоты подъема. Для этого на барабане предусмотрим винтовую навивку (рис. 5.20), чтобы канат лучше ложился на барабан и дольше прослужил.

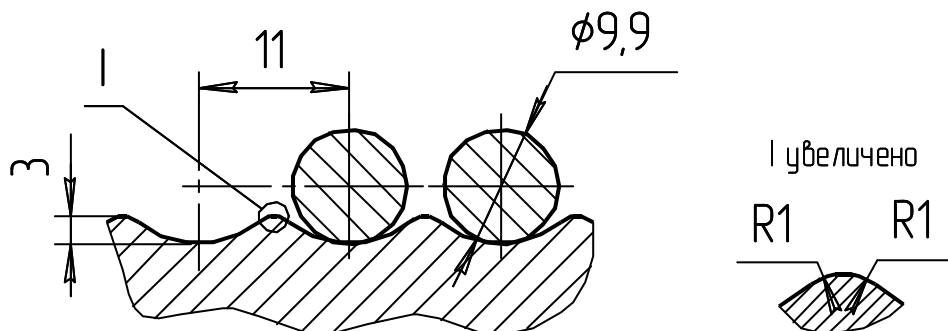


Рис. 5.20. Эскиз профиля канавок на барабане

Диаметр барабана принимаем на 15% меньше диаметра блока:

$$D_{\text{БАР}} = 0,85 D_{\text{БЛ}} = 0,85 \cdot 200 = 170 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_{\text{БАР}} = 170$ мм.

Определяем длину барабана:

$$L_{\text{БАР}} = Z p,$$

где Z — общее число витков на барабане;

p — шаг навивки каната на барабан, мм.

Общее число витков на барабане:

$$Z = Z_P + Z_3 + Z_D,$$

где Z_P — рабочее число витков;

Z_3 — число витков, необходимое для крепления каната к барабану,
 $Z_3 = 1,5 \dots 2$;

Z_D — дополнительное число витков, рекомендуемое Госгортехнадзором
для разгрузки крепления каната, $Z_D = 1,5$.

Рабочее число витков вычисляется по формуле

$$Z_P = \frac{L_K}{\pi D_{БАР}} = \frac{16}{3,14 \cdot 170 \cdot 10^{-3}} = 29,9,$$

где L_K — длина каната, наматываемого на барабан, м:

$$L_K = H K_{II} = 8 \cdot 2 = 16 \text{ м};$$

H — высота подъема груза, м.

Принимаем $Z_P = 31$, тогда

$$Z = 31 + 1,5 + 1,5 = 34,$$

$$L_{БАР} = 31 \cdot 11 = 341 \text{ мм}.$$

Принимаем $L_{БАР} = 350 \text{ мм}$.

Определяем толщину стенок барабана:

$$\delta = 0,02 D_{БАР} + (6 \div 10);$$

$$\delta = 0,02 \cdot 170 + 8 = 11,4 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину стенок барабана равной $\delta = 12 \text{ мм}$.

Определяем вращающий момент на барабане:

$$T_{БАР} = \frac{0,5 S_{MAX} D_{БАР}}{\eta_{БАР}} = \frac{0,5 \cdot 10110 \cdot 0,17}{0,96} = 895 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\eta_{БАР}$ — КПД барабан, $\eta_{БАР} = 0,96$.

Определяем частоту вращения барабана по скорости подъема груза:

$$n_{БАР} = \frac{60 v_K}{\pi D_{БАР}} = \frac{60 \cdot 0,33}{3,14 \cdot 0,17} = 37,0 \text{ мин}^{-1}.$$

Так как в нашем случае длина барабана получилась меньше трех диаметров барабана, то стенки барабана проверим только на сжатие: $L_{БАР} = 350 < 3 D_{БАР} = 210 \text{ мм}$.

Проверяем стенки барабана на сжатие:

$$\sigma_{СЖ} = \frac{S_{max}}{p \delta} \leq [\sigma_{СЖ}],$$

где $[\sigma_{СЖ}]$ — допустимое напряжение сжатия для материала, МПа.

По источнику [7, с. 24, табл. 2.5] принимаем $[\sigma_{СЖ}] = 98 \text{ МПа}$:

$$\sigma_{СЖ} = \frac{10110}{11 \cdot 12} = 76,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{СЖ} = 76,6 \text{ МПа} < [\sigma_{СЖ}] = 98 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

Для крепления конца каната к барабану выбираем по источнику [7, с. 221, табл. 18] накладку (рис. 5.21).

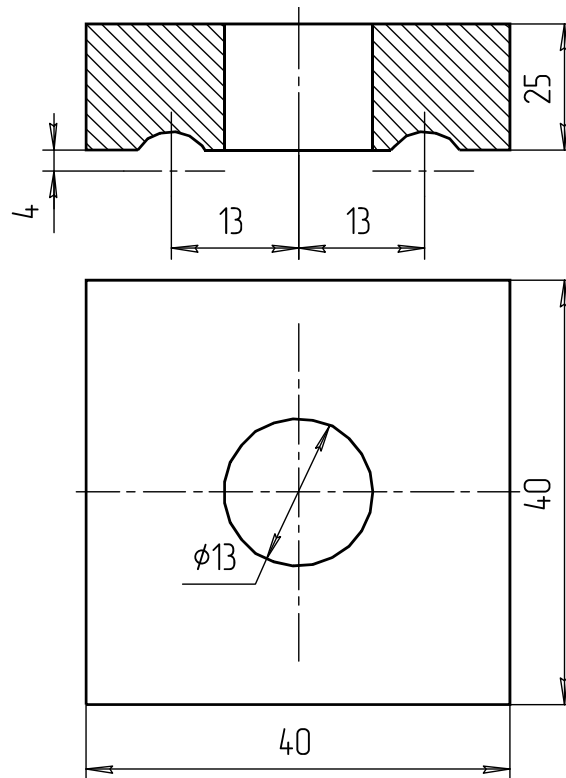


Рис. 5.21. Эскиз накладки

Выбор электродвигателя

Определяем расчётную мощность электродвигателя:

$$P_C = \frac{Gv_{\Pi}}{\eta_o},$$

где η_o — общий КПД механизма подъёма:

$$\eta_o = \eta_{\Pi} \eta_{\text{БАР}} \eta_M^m \eta_{\text{РЕД}},$$

где η_{Π} — КПД полиспаста;

$\eta_{\text{БАР}}$ — КПД барабана;

η_M — КПД муфты;

$\eta_{\text{РЕД}}$ — КПД редуктора;

m — число муфт в механизме подъёма.

По источнику [7] принимаем $\eta_{\Pi} = 0,96$; $\eta_{БАР} = 0,96$; $\eta_{\Pi} = 0,98$; $\eta_{РЕД} = 0,96$, тогда

$$\eta_o = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,9 = 0,813;$$

$$P_c = \frac{19,62 \cdot 0,14}{0,813} = 3,38 \text{ Вт.}$$

По источнику [7, с. 226, табл. 25] принимаем закрытый обдуваемый электродвигатель типа 4А112МВ6УЗ $P_{ДВ} = 4 \text{ кВт}$, $n_{НОМ} = 950 \text{ мин}^{-1}$, маховой момент $(mD^2)_p = 8 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $d_{ДВ} = 32 \text{ мм}$.

После электродвигателя устанавливаем муфту с тормозным шкивом. Ее выбираем по диаметру вала электродвигателя и по максимально передаваемому моменту. В соответствии с этим по [7, с. 248, табл. 56] принимаем муфту упругую втулочно-пальцевую $T = 130 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $T_T = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $(mD^2)_M = 0,152 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Определяем общий маховой момент, приведенный к электродвигателю:

$$(mD^2)_o = 1,2[(mD^2)_p + (mD^2)_T] + (mD^2)_Г,$$

где $(mD^2)_p$ — маховой момент ротора двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$(mD^2)_T$ — маховой момент тормозной муфты, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$(mD^2)_Г$ — маховой момент движущейся массы, приведенный к валу двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$(mD^2)_Г = \frac{365 Q v^2}{n_{НОМ}^2 \eta_o} = \frac{365 \cdot 2000 \cdot 0,33^2}{950^2 \cdot 0,813} = 0,11 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Подставив значения, получим

$$(mD^2)_o = 1,2[8 \cdot 10^{-2} + 0,152] + 0,11 = 0,388 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Проверяем выбранный двигатель по времени пуска:

$$t_{\Pi} = \frac{(mD^2)_o}{38 T_H} t_{\Pi.o} \leq [t_{\Pi}],$$

где T_H — номинальный момент двигателя, $\text{Н} \cdot \text{м}$:

$$T_H = \frac{P_{ДВ}}{\omega_{НОМ}} = \frac{4 \cdot 10^3}{99,4} = 40,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$t_{\Pi.o}$ — относительное время пуска, с;

$[t_{\Pi}]$ — допустимое время пуска, с.

По источнику [7, с. 29, рис. 2.24] относительное время пуска принимаем $t_{\Pi.o} = 5,6 \text{ с}$. По [7, с. 29] допустимое время пуска принимаем $[t_{\Pi}] = 2 \text{ с}$:

$$t_{\Pi} = \frac{0,388}{38 \cdot 40,2} 5,6 = 1,4 \text{ с}; \quad t_{\Pi} = 1,4 \text{ с} < [t_{\Pi}] = 2 \text{ с}.$$

Выбор редуктора

Определим передаточное число привода, которое равно передаточному числу редуктора:

$$u_{\text{пр}} = u_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{бар}}} = \frac{950}{37} = 25,6 \text{ кН.}$$

По источнику [7, с. 236, табл. 33] принимаем редуктор Ц2У-100-25-11К-2-У1 ГОСТ 25301—82.

Проверка соответствия действительной скорости подъёма груза заданной

Действительная частота вращения канатного барабана будет равна

$$n_{\text{бар}}^{\Phi} = \frac{n_{\text{ном}}}{u_{\text{ред}}} = \frac{950}{25} = 38 \text{ мин}^{-1}.$$

Действительная скорость подъёма равна заданной.

Выбор тормоза

Для механизмов подъёма тормоз рекомендуется подбирать исходя из условия

$$T_T \leq [T_T],$$

где $[T_T]$ — создаваемый тормозной момент, Н·м.

Для нашего механизма подъёма принимаем колодочный тормоз типа ТКТ с электромагнитом. По источнику [7, с. 249, табл. 58] принимаем $[T_T] = 40 \text{ Н·м}$.

Определяем расчётный тормозной момент:

$$T_T = \beta T_{\text{с.т}},$$

где β — коэффициент запаса торможения, зависящий от режима работы.

По источнику [7, с. 34] принимаем $\beta = 1,5$:

$$T_{\text{с.т}} = \frac{GV_T}{\omega_T} \eta_o = \frac{19620 \cdot 0,17}{99,4} 0,813 = 27,3 \text{ Н·м},$$

где $V_T = V_I$ — установившаяся скорость перемещения груза при торможении, м/с;

$\omega_T = \omega_{\text{дв}}$ — угловая скорость тормозного шкива, с^{-1} .

Подставив значение, получим

$$T_T = 1,5 \cdot 27,3 = 40 \text{ Н·м.}$$

Условие выполняется, так как

$$T_T = 40 \text{ Н·м} = [T_T] = 40 \text{ Н·м}.$$

Общий маховой момент вращающихся и поступательно движущихся масс при торможении, приведенный к валу тормозного шкива, равен маховому моменту, приведенному к валу двигателя:

$$(mD^2)_{O.T} = (mD^2)_O = 0,388 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Определяем время торможения:

$$t_T = \frac{(mD^2)_{O.T} n_T}{38 T_{И.Т}} \leq [t_T],$$

где n_T — частота вращения тормозного шкива, мин^{-1} ;

$T_{И.Т}$ — инерционный тормозной момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$[t_T]$ — допустимое время торможения, с.

По источнику [7, с. 34] принимаем допустимое время торможения $[t_T] = 2$ с, тогда

$$\begin{aligned} T_{И.Т} &= [T_T] - T_{С.Т}; \\ T_{И.Т} &= 40 - 27,3 = 12,7 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ t_T &= \frac{0,388 \cdot 950}{38 \cdot 12,7} = 0,76 \text{ с}. \end{aligned}$$

Действительное время торможения получилось меньше допустимого, следовательно, тормоз удовлетворяет условиям эксплуатации.

5.3. Расчёт стоек стола станда

Расчёт стойки станда на прочность

В ремонтном производстве часто применяются станды, повышающие производительность и поднимающие культуру производства. Основой таких стандов является металлоконструкция, опорной частью которой являются стойки. На примере одностоечного станда рассмотрим ее расчёт.

Масса двигателя станда (рис. 5.22), сосредоточенная на стойке 500 кг (сила тяжести $F_T = 5000$ Н). Расстояние от центра тяжести (ЦТ) до оси стойки $L = 400$ мм. В качестве стойки выбираем стандартную трубу квадратного сечения с параметрами: $B = 80$ мм; $S = 7$ мм; площадь сечения $A = 1982 \text{ мм}^2$, осевой момент сопротивления $W = 45,8 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$ [см. табл. П4 приложения].

У основания стойки действуют напряжения сжатия и изгиба.

Тогда эквивалентное напряжение равно

$$\sigma_{ЭКВ} = \sigma_{СЖ} + \sigma_{И} \leq [\sigma_{И}], \quad (5.4)$$

где $\sigma_{СЖ}$ — напряжение сжатия, МПа;

$\sigma_{И}$ — напряжение изгиба, МПа;

$[\sigma_{И}]$ — допускаемое напряжение изгиба, МПа.

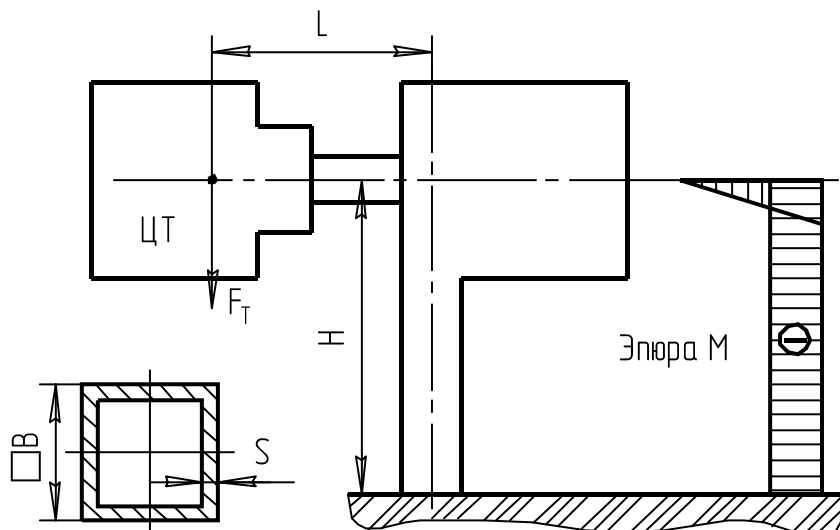


Рис. 5.22. Расчётная схема нагружения стойки

Напряжения сжатия составят

$$\sigma_{сж} = \frac{F_T}{A} = \frac{5000}{1982} = 2,5 \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_x} = \frac{F_T L}{W_x} = \frac{5000 \cdot 400}{45800} = 43,7 \text{ МПа.}$$

Возвращаясь к формуле (5.4), находим эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{ЭКВ} = 2,5 + 43,7 = 46,2 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение для стали Ст3 определяется исходя из ее предела текучести. Для стали толщиной до 10 мм $\sigma_T = 255$ МПа [2, Т. 1, с. 83], тогда

$$[\sigma_{из}] = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{255}{2} = 128 \text{ МПа,}$$

где s — коэффициент запаса прочности, принимается в пределах $s = 1,5 \dots 2,5$.

Условие прочности выполняется:

$$\sigma_{ЭКВ} = 46,2 \text{ МПа} < [\sigma_{из}] = 128 \text{ МПа.}$$

Расчёт стойки на продольный изгиб

Рассматриваем стойку как жестко заделанную балку (рис. 5.23) с коэффициентом приведения высоты, равным $\mu = 2$.

Находим гибкость стойки:

$$\lambda = \frac{\mu H}{i} = \frac{2 \cdot 870}{32,7} = 53,2,$$

где i — радиус инерции квадратной трубы, мм:

$$i = \frac{B}{\sqrt{6}} = \frac{80}{\sqrt{6}} = 32,7 \text{ мм.}$$

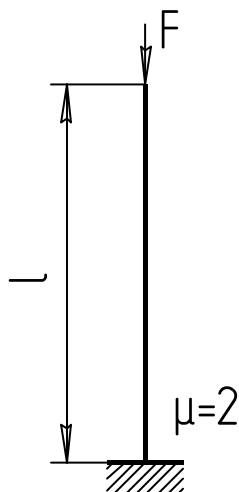


Рис. 5.23. Расчётная схема проверки стойки на продольный изгиб

Так как $\lambda < 100$, критическую силу определяем по формуле Ясинского:

$$F_{кр} = F(a - b\lambda),$$

где a и b — коэффициенты, принимаемые в зависимости от материала по таблице 5.1. Для стандартного проката обычно используется сталь Ст3, для которой коэффициенты $a = 310$ и $b = 1,14$.

Таблица 5.1. Коэффициенты a и b для формулы Ясинского

Материал	a , МПа	b , МПа
Ст3 и сталь 20	310	1,14
Ст4	328	1,11
Ст5 и Сталь 30	345	1,24
Сталь 40	321	1,16
Сталь 45	450	1,67
Сталь 50	473	1,87
Чугун	776	1,20

Значение критической силы:

$$F_{кр} = 1982(310 - 1,14 \cdot 53,2) = 494311 \text{ Н.}$$

Расчётный запас устойчивости:

$$S_{yc} = \frac{F_{кр}}{F} = \frac{494311}{5000} = 98,9 > [S_{yc}] = 2,5.$$

Устойчивость обеспечена. Большой запас устойчивости объясняется малой высотой стойки и ее большой жесткостью.

Расчёт сварного соединения

Стойка крепится к раме станда тавровым сварным соединением с помощью наружного замкнутого углового сварного шва (рис. 5.24). Сварной шов представляет из себя пустотелый квадрат, со стороной $B + 2h$ и толщиной стенки, равной $0,7 K$. Величину катета принимаем равной толщине стенки трубы стойки — 7 мм.

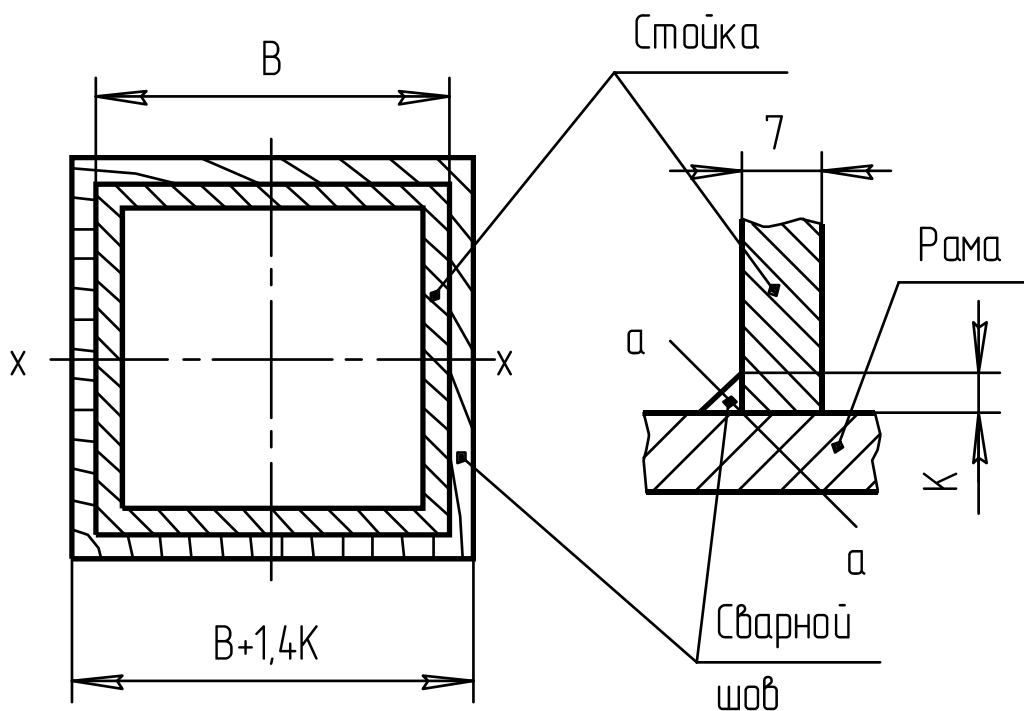


Рис. 5.24. Схема сварного соединения

Осевой момент сопротивления сварного шва:

$$W_x = \frac{4}{3} (B + 1,4K)^2 0,7K.$$

Угловой шов находится в сложном напряженном состоянии, поэтому рассчитывается на касательные напряжения, как более слабые. Допускаемые касательные напряжения определяются как часть от нормальных допускаемых напряжений для сварных швов:

$$[\sigma_p]' = [\sigma_{II}]' = k_3 k_{II} [\sigma_p],$$

где k_3 — коэффициент основного вида напряжений. При напряжениях сжатия $k_3 = 1$; растяжения и изгиба — $k_3 = 0,9$; кручения — $k_3 = 0,8$;

k_{II} — коэффициент, учитывающий положение шва в процессе его формирования. Горизонтальный шов — $k_{II} = 1$; вертикальный шов — $k_{II} = 0,9$; потолочный шов — $k_{II} = 0,8$;

$[\sigma_p]$ — допускаемое нормальное напряжение для детали с ослабленными механическими свойствами, МПа.

Так как действует напряжение изгиба, то для нашего случая $k_3 = 0,9$. Шов угловой, $k_H = 1$.

Для материала стойки сталь Ст3 — $[\sigma_p] = [\sigma_H] = 110$ МПа.

Допускаемые нормальные напряжения составят

$$[\sigma_p]' = [\sigma_H]' = 0,9 \cdot 1 \cdot 128 = 115 \text{ МПа.}$$

Допускаемые касательные напряжения принимаются на уровне:

$$[\tau'] = (0,6 \dots 0,65)[\sigma_p] = 0,65 \cdot 99 = 64 \text{ МПа.}$$

На сварной шов так же, как и на стойку у ее основания, действуют напряжения сжатия и изгиба. Эквивалентное напряжение составит

$$\tau'_{ЭКВ} = \tau'_{СЖ} + \tau'_{И} \leq [\tau'] \text{ МПа,} \quad (5.5)$$

где $\tau'_{СЖ}$ — напряжения сжатия, МПа;

$\tau'_{И}$ — напряжения изгиба, МПа:

$$\tau'_{СЖ} = \frac{F_T}{S} = \frac{5000}{1664} = 3 \text{ МПа;}$$

S — площадь шва, мм²:

$$S = (B + 1,4K)^2 - B^2 = (80 + 1,4 \cdot 7)^2 - 80^2 = 1664 \text{ мм}^2.$$

Напряжения изгиба равны

$$\tau'_{И} = \frac{F_T L}{W_X} = \frac{5000 \cdot 400}{52685} = 38 \text{ МПа,}$$

где W_X — момент сопротивления сварного шва, мм³:

$$W_X = \frac{4}{3}(B + 1,4K)^2 \cdot 0,7K = \frac{4}{3}(80 + 1,4 \cdot 7)^2 \cdot 0,7 \cdot 7 = 52685 \text{ мм}^3.$$

Возвращаясь к формуле (5.5), находим эквивалентное напряжение сварного шва:

$$\tau'_{ЭКВ} = 3 + 38 = 41 \text{ МПа} < [\tau'] = 64 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

5.4. Пример расчёта ленточного транспортёра

Ленточными транспортерами (конвейерами) называют наиболее распространенные машины непрерывного транспорта, несущими и тяговыми органами которых является гибкая лента. Ленточные конвейеры применяют для перемещения сыпучих и штучных грузов на короткие, средние и значительные расстояния во всех областях современного промышленного и сельскохозяйственного производства. Ленточные конвейеры могут быть использованы в качестве элементов погрузочных и перегрузочных устройств, а также машин, выполняющих технологические функции. Для ленточных конвейеров характерна простота конструкций и эксплуатации, удобство контроля за их работой и автоматизацией управления.

К недостаткам ленточных конвейеров относят: высокая стоимость ленты и роликов, составляющая соответственно от 30 до 50% стоимости конвейера; трудность использования их при транспортировании липких, горячих и тяжёлых штучных грузов, а также при наклонах, превышающих 25 градусов.

Схема ленточного транспортёра представлена на рисунке 5.25.

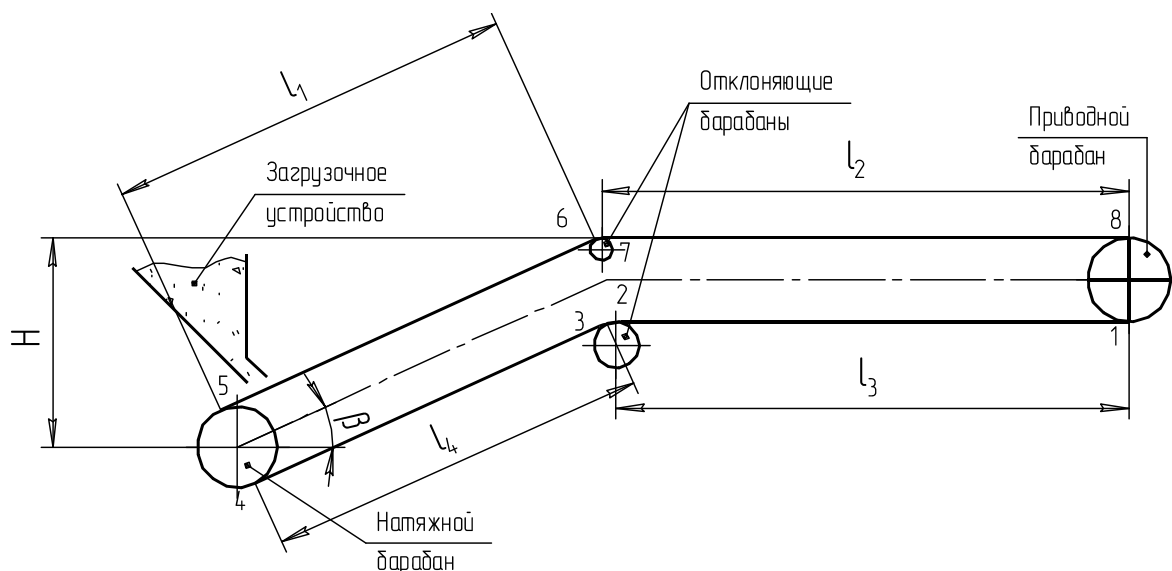


Рис. 5.25. Схема транспортёра

Исходные данные:

- производительность ленточного транспортёра — $Q = 25$ т/час;
- скорость ленты — 2 м/с;
- длина участка — $l_1 = 25$ м;
- длина участка — $l_1 = 50$ м;
- угол наклона — $\beta = 10^\circ$;
- транспортируемый материал — овес;
- условия работы — средние (барабан чугунный, сухо);
- форма сечения потока — прямая роликоопора.

Определение ширины ленты

Ширина ленты определяется по формуле

$$B = \sqrt{\frac{Q}{36000 K_{II} K_{\beta} \rho V}}, \quad (5.6)$$

где K_{II} — коэффициент производительности — по виду роликовых опор грузёной ветви транспортёра. Из таблицы 5.1 принимаем $K_{II} = 0,061$;

K_β — коэффициент угла наклона, для его нахождения классифицируем степень подвижности груза. По данным таблицы П9 приложения определяем, что угол естественного откоса покоя для овса $\varphi_\Pi = 28 - 35^\circ$, что соответствует легкой подвижности частиц груза, а угол естественного откоса движущегося на ленте груза:

$$\varphi_\Pi = 0,35\varphi_\Pi = 0,35 \cdot 30^\circ = 10,5^\circ.$$

По данным таблицы 5.2 при степени подвижности груза — легкая, и угле наклона конвейера $\beta = 10^\circ$, коэффициент $K_\beta = 0,90$.

ρ — плотность груза. По данным таблицы П9 приложения для овса $\rho = 0,42 \dots 0,55 \text{ т/м}^3$. Принимаем $\rho = 0,5 \text{ т/м}^3$

Таблица 5.1. Значение K_n в зависимости от формы сечения потока груза

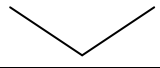
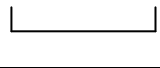
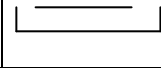
Форма сечения потока груза и тип роликоопоры					
	Однороликовая	Двухроликовая	Однороликовая, лента с бортами	Однороликовая, лента с бортами и прижимом	Трехроликовая
K_n	0,035	0,061	0,078	0,069	0,085

Таблица 5.2. Коэффициент угла наклона K_β в зависимости от β и подвижности груза

Подвижность частиц груза	Угол φ_Π	Угол наклона конвейера β , градус				
		1...5	6...10	11...15	16...20	21...24
Лёгкая	10	0,95	0,90	0,85	0,80	—
Средняя	15	1	0,97	0,95	0,90	0,85
Малая	20	1	0,98	0,97	0,95	0,90

Возвращаясь к формуле (5.6), находим требуемую ширину ленты:

$$B = \sqrt{\frac{25}{3600 \cdot 0,061 \cdot 0,90 \cdot 0,5 \cdot 2}} = 0,356 \text{ м.}$$

Найденный размер ширины ленты «В» следует округлить до стандартного (ГОСТ 22644—77).

Стандартные размеры ширины ленты: 300, 400, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000 мм.

Принимаем стандартную ширину ленты $B = 400$ мм.

Выбираем ленту БКНЛ-100 [табл. П10 приложения]. Толщина одной прокладки — $\delta = 1,6$ мм. Для неё допускаемый предел прочности $[K_p] = 100 \text{ Н/мм}$. Из диапазона $z = 3 \dots 8$ принимаем количество прокладок $z = 3$.

Определение диаметра и длины барабанов

Диаметр приводного барабана определяется по формуле

$$D_B = (100 \dots 150)z = 125 \cdot 3 = 375 \text{ мм.}$$

Выбранные диаметры барабанов должны быть округлены до значений размерного ряда: 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500 (ГОСТ 22644—77).

Принимаем в соответствии с рекомендациями размерного ряда

$$D_B = 400 \text{ мм.}$$

Определяем предварительные размеры концевых и отклоняющего барабанов:

$$D_{БК} = 0,85D_B = 0,85 \cdot 400 = 340 \text{ мм;}$$

$$D_{БО} = 0,5D_B = 0,5 \cdot 400 = 200 \text{ мм.}$$

Принимаем в соответствии с рекомендациями размерного ряда

$$D_{БК} = 320 \text{ мм; } D_{БО} = 250 \text{ мм.}$$

Длину барабанов рекомендуется принимать на 100, 120 мм больше ширины ленты:

$$L_B = 400 + 100 = 500 \text{ мм.}$$

Приближённый метод определения мощности на привод производится по формуле

$$P_{пр} = \frac{gQ}{3600} \left[lW \left(1 + 2 \frac{q_p}{q_\Gamma} \right) + H \right], \quad (5.7)$$

где l — сумма длин рабочих участков транспортёра:

$$l = l_1 + l_2 = 25 + 50 = 75 \text{ м;}$$

W — обобщённый коэффициент сопротивления роликовых опор. Для принятых средних условий работы $W = 0,022$ (табл. 5.3);

q_p — линейная плотность роликовых опор, кг/м:

$$q_p = 5B + 3,5 = 5 \cdot 0,4 + 3,5 = 5,5 \text{ кг/м;}$$

$$q_\Gamma \frac{Q}{3,6V} = \frac{25}{3,6 \cdot 2} = 3,47 \text{ кг/м;}$$

q_Γ — линейная плотность роликовых опор и груза, кг/м:

$$q_\Gamma = 5B + 3,5 = 5 \cdot 0,4 + 3,5 = 5,5 \text{ кг/м;}$$

$$q_\Gamma \frac{Q}{3,6V} = \frac{25}{3,6 \cdot 2} = 3,47 \text{ кг/м;}$$

H — высота подъёма груза, м:

$$H = l_1 \sin \beta = 25 \sin 10^\circ = 4,34 \text{ м.}$$

Таблица 5.3. Коэффициент сопротивления для роликовых опор W

Условия работы	Характеристика условий работы	Роликовые опоры	
		прямые	желобчатые
Хорошие	Чистое, сухое помещение, пыль отсутствует	0,018	0,020
Средние	Небольшое количество образовавшейся пыли. Помещение отапливаемое	0,022	0,025
Тяжёлые	Открытый воздух, много пыли, повышенная влажность	0,035	0,040

Исходя из формулы (5.7), приближенное значение мощности на привод равно

$$P_{пр} = \frac{9,81 \cdot 25}{3600} \left[75 \cdot 0,022 \left(1 + 2 \frac{5,5}{3,43} \right) + 4,34 \right] = 0,764 \text{ кВт.}$$

Расчёт сопротивлений (обход по контуру)

Определение линейной плотности элементов транспортера

Линейная плотность груза — $q_{г} = 3,47 \text{ кг/м}$ (найдена выше).

Линейная плотность ленты равна

$$q_{л} = \rho_{л} B \delta_{л}, \quad (5.8)$$

где $\rho_{л}$ — объемная плотность ленты транспортера $\rho_{л} = 1100 \text{ кг/м}^3$ [8, с. 5];

$\delta_{л}$ — толщина ленты, м:

$$\delta_{л} = \delta_0 z + \delta_1 + \delta_2,$$

δ_0 — толщина одной прокладки, мм. Для ленты БКНЛ-65 с резиновыми прослойками из синтетического волокна равняется 1,2 мм [табл. П10 приложения];

z — число прокладок. Принимаем число прокладок $z = 3$;

δ_1 — толщина обкладки с рабочей стороны, мм. Принимаем $\delta_1 = 1,5 \text{ мм}$;

δ_2 — толщина обкладки с нерабочей стороны, мм. Принимаем $\delta_2 = 1,0 \text{ мм}$.

Толщина ленты будет равна

$$\delta_{л} = 1,2 \cdot 3 + 1,5 + 1 = 3,1 \text{ мм.}$$

Подставив в формулу (5.8) полученные данные, находим линейную плотность ленты:

$$q_{л} = 1100 \cdot 0,4 \cdot 6,1 \cdot 10^{-3} = 2,68 \text{ кг/м.}$$

Линейная плотность роликоопор грузовой ветви равна

$$q_{PG} = \frac{G_{PG}}{l_p},$$

где G_{PG} — масса роликоопоры грузовой ветви, кг. В соответствии с рекомендациями (табл. 5.4) для верхних прямых роликоопор с шириной ленты $B = 400$ мм — $G_{PG} = 7$ кг;

l_p — шаг установки роликоопор на рабочей ветви, м.

Таблица 5.4. Диаметр и масса вращающихся частей роликоопор

Желобчатые нормального типа ленты							
Ширина ленты, мм	400	500	650	800	1000	1200	1400
Диаметр роликоопор, мм	102	102	102	127	127	127	127
Масса вращающихся частей, кг	9,0	10,2	12,0	15,5	22,0	29,1	51,2
Верхние прямые нормального типа ленты							
Ширина ленты, мм	400	500	650	800	1000	1200	1400
Диаметр роликоопор, мм	102	102	102	127	127	127	127
Масса вращающихся частей, кг	7,0	8,0	9,5	16,2	19,2	22,2	26,5
Нижние прямые нормального типа ленты							
Диаметр роликоопор, мм	102	102	102	127	127	127	159
Масса вращающихся частей, кг	7,0	8,0	9,5	16,2	19,2	23,0	35,0

Шаг установки роликоопор на рабочей ветви принимаем из диапазона 0,8...1,2 м. Для дальнейших расчётов останавливаемся на значении $l_p = 1,2$ м, тогда

$$q_{PG} = \frac{7,0}{1,2} = 5,8 \text{ кг/м.}$$

Линейная плотность роликоопор обратной ветви равна

$$q_{PO} = \frac{G_{PO}}{l_0},$$

где G_{PO} — масса роликоопоры обратной ветви, кг.

В соответствии с рекомендациями (табл. 5.4) для нижних прямых роликоопор с шириной ленты $B = 400$ мм, $G_{PG} = 7$ кг; l_0 — шаг установки роликоопор на обратной ветви, м.

Принимаем из диапазона 1,6...2,4 м. Для дальнейших расчётов останавливаемся на значении $l_0 = 2,1$ м.

Тогда линейная плотность роликоопор обратной ветви равна

$$q_{PO} = \frac{7}{2,4} = 2,92 \text{ кг/м.}$$

Расчёт по контуру начинается с точки 1, где лента сбегает с приводного барабана, а усилие в ленте $F_{сб}$. Конец каждого прямолинейного или криволинейного участка следует обозначить своими номерами по принципу нарастания, начиная с точки 1. Усилие в каждой следующей точке рассчитывается по схеме: усилие в предыдущей точке плюс увеличение усилия на анализируемом участке.

Прирост натяжения ленты на криволинейном участке зависит от усилия в начале участка и от угла обхвата лентой барабана — α . Натяжение ленты в конце криволинейного участка определяется уравнением

$$F_{n+1} = F_n K_k,$$

где n — натяжение ленты в начале участка (в конце предыдущего участка);
 K_k — коэффициент увеличения натяжения ленты. Его значение принимают из таблицы 5.5.

Таблица 5.5. Коэффициент увеличения натяжения ленты в зависимости от угла обхвата лентой барабана

Угол обхвата α	180°	90°	< 90°
K_k	1,05...1,06	1,03...1,04	1,02...1

На прямолинейных участках действуют распределенные сопротивления, которые складываются из сопротивления движению ленты по роlikоопорам. Если прямолинейный участок наклонный, то должны также учитываться факторы погонной массы ленты и груза. Для расчёта усилия в конце прямолинейного горизонтального участка обратной ветви транспортёра используется уравнение

$$F_{n+1} = F_n + (q_l + q_{po}) g L_{zo} W,$$

где g — ускорение силы тяжести, 9,81 м/с²;
 L_{zo} — длина прямолинейного горизонтального участка обратной ветви транспортёра, м;
 W — коэффициент сопротивления опорных элементов (см. табл. 5.3).

Усилие в конце прямолинейного наклонного участка обратной ветви транспортёра определяется уравнением

$$F_{n+1} = F_n \pm q_l g H + (q_l + q_{po}) g L_{но} W,$$

где H — высота наклонного участка, знак (+) берётся при движении ленты вверх, (–) при движении ленты вниз;
 $L_{но}$ — длина прямолинейного наклонного участка обратной ветви транспортёра, м.

Для расчёта усилия в конце прямолинейного горизонтального участка грузовой ветви транспортёра используется уравнение

$$F_{n+1} = F_n + (q_l + q_{pe} + q_e) g L_{гг} W,$$

где $L_{гг}$ — длина прямолинейного горизонтального участка грузовой ветви транспортёра, м.

Усилие в конце прямолинейного наклонного участка грузовой ветви транспортёра определяется уравнением

$$F_{n+1} = F_n \pm (q_l + q_e) g H + (q_l + q_{pe} + q_e) g L_{нг} W,$$

где H — высота наклонного участка, знак (+) берётся при движении ленты вверх, (–) при движении вниз;

$L_{нг}$ — длина прямолинейного наклонного участка грузовой ветви, м.

Так как в точке 1 усилие $F_1 = F_{сб}$ не известно, то решение об абсолютной величине усилия в каждой точке контура не может быть получено, пока не выражено уравнение для последнего участка контура, то есть места встречи ленты с приводным барабаном, в этой точке усилие в ленте будет равно $F_{наб}$, а его вид с учётом неизвестной $F_{сб}$:

$$F_{наб} = A F_{сб} + B, \quad (5.9)$$

где A и B — постоянные для уравнения $F_{наб}$ в последней точке контура.

Определение сопротивлений участков

Участок 1 – 2

Расчёт начинаем с участка 1-2 (обратная ветвь горизонтальная $l_3 = l_3 = 50$ м; $W = 0,022$):

$$F_2 = F_1 + (q_l + q_{po}) l_3 W g = F_1 + (2,68 + 2,92) 50 \cdot 0,022 \cdot 9,81;$$

$$F_2 = F_1 + 60,4.$$

Участок 2 – 3

Криволинейный — $\alpha < 90^\circ$, $k_K = 1,02$:

$$F_3 = F_2 k_K = 1,02 (F_1 + 60,4);$$

$$F_3 = 1,02 F_1 + 61,6.$$

Участок 3 – 4

(обратная ветвь, наклонная, $l_4 = l_1 = 25$; $W = 0,022$):

$$F_4 = F_3 - q_l g H + (q_l + q_{po}) g W l_3;$$

$$F_4 = 1,02 F_1 + 61,6 - 2,68 \cdot 9,81 \cdot 4,34 +$$

$$+ (2,68 + 2,92) 9,81 \cdot 0,022 \cdot 25 = 1,02 F_1 - 23,5$$

Участок 4 – 5

(криволинейный, с $\alpha = 180^\circ$, $k_K = 1,05$):

$$F_5 = F_4 k_K = (1,02 F_1 - 23,5) 1,05;$$

$$F_5 = 1,07 F_1 - 24,7.$$

Участок 5 – 6

(наклонный, рабочая ветвь $W = 0,022$; $l_1 = 25$):

$$F_6 = F_5 + (q_L + q_G) g H + (q_L + q_{PG} + q_G) g l_1 W;$$

$$F_6 = 1,07 F_1 - 24,7 + (2,68 + 3,47) 9,81 \cdot 4,34 + \\ + (2,68 + 5,8 + 3,47) 9,81 \cdot 25 \cdot 0,022;$$

$$F_6 = 1,07 F_1 + 302.$$

Участок 6 – 7

(криволинейный, $\alpha < 90^\circ$; $k_K = 1,02$):

$$F_7 = F_6 k_K = (1,07 F_1 + 302) 1,02;$$

$$F_7 = 1,09 F_1 + 308.$$

Участок 7 – 8

(прямолинейный, рабочая ветвь, горизонтальный $W = 0,022$; $l_2 = 50$):

$$F_8 = 1,09 F_1 + 308 + (q_L + q_{PG} + q_G) g l_2 W;$$

$$F_8 = 1,09 F_1 + 308 + (2,68 + 5,8 + 3,47) 9,81 \cdot 50 \cdot 0,022 = 1,09 F_1 + 437.$$

Решение уравнения Эйлера

В основе решения уравнения Эйлера (5.9) лежит его теория о взаимодействии гибкой нити с барабаном:

$$\frac{F_{наб}}{F_{сб}} = \frac{F_8}{F_1} = e^{f\alpha}; \quad F_8 = F_1 e^{f\alpha}.$$

Для значения силы F_8 есть уравнение из силового анализа участка 7 – 8 и эта же сила представлена в уравнении Эйлера. Исключаем силу F_8 , приравнявая правые части этих уравнений:

$$1,09 F_1 + 437 = F_1 e^{f\alpha}.$$

Выбираем поверхность приводного барабана — чугунная, атмосферные условия — сухо.

Тогда по данным таблицы 5.6 коэффициент трения $f = 30$.

Таблица 5.6. Коэффициент трения f в зависимости от условий взаимодействия ленты и барабана

Поверхность приводного барабана и атмосферные условия	Чугунный или стальной барабан (влажно)	С резиновой футеровкой (влажно)	Чугунный или стальной барабан (сухо)	С резиновой футеровкой (сухо)
Коэффициент трения f	0,20	0,25	0,30	0,40

Выражаем силу F_1 :

$$F_1 = \frac{437}{e^{f\alpha} - 1,09} = \frac{437}{2,72^{0,33,14} - 1,09} = 296 \text{ Н.}$$

Находим значение силы F_8 :

$$F_8 = 1,09 F_1 + 437 = 1,09 \cdot 296 + 437 = 759,6 \text{ Н.}$$

Подставляя значение F_1 в уравнения характерных точек контура, находим значения сил в этих точках. Данные сводим в таблицу 5.7.

Таблица 5.7. Результаты расчёта

Номер точки	F_1	F_2	F_3	F_4	F_5	F_6	F_7	F_8
Значение силы, Н	296	356	394	278	292	619	631	760

Оценка прочности ленты

Оценка прочности ленты проводится по коэффициенту запаса прочности:

$$s = \frac{zB[k_p]}{F_{MAX}} \geq [s],$$

где F_{MAX} — максимальная сила натяжения ленты, равная F_8 , Н;

$[s]$ — допускаемый коэффициент запаса прочности. Для различных типов лент принимается:

– бельтинговые — 9...15;

– синтетические — 9...10;

– резиновых — 8...9.

В нашем случае принимаем $[s] = 10$.

Находим расчётное значение коэффициента запаса прочности:

$$s = \frac{3 \cdot 400 \cdot 100}{760} = 158.$$

Величина s большая, но это объясняется небольшой длиной транспортёра.

Оценка работоспособности барабана производится по величине удельного давления на его поверхности:

$$p = \frac{F_1 + F_8}{D_B B} = \frac{296 + 760}{400 \cdot 400} = 0,007 \text{ МПа} \leq [p] = 0,4 \text{ МПа.}$$

Мощность (уточнённая):

$$P_y = (F_8 - F_1) V = (760 - 296) 2 = 928 \text{ Вт.}$$

Сравнение приближённого значения мощности, полученного по формуле (5.7), с уточнённым значением:

$$\Delta P_{ДВ} = \frac{P_y - P_{ПР}}{P_y} = \frac{928 - 769}{928} 100\% = 17,1\%.$$

Процент отклонения допустимый.

Подбор электродвигателя

Подбор электродвигателя производится исходя из требуемой мощности на привод:

$$P_{ДВ} = \frac{P_y K_{И}}{\eta},$$

где $K_{И}$ — коэффициент инерции, учитывающий силы инерции при пуске и разгон груза при выходе из загрузочного устройства;

η — КПД редуктора:

$$P_{ДВ} = \frac{928 \cdot 1,2}{0,97} = 1148 \text{ Вт.}$$

Выбираем электродвигатель марки 4А80А4У3 мощностью 1,1 кВт, с синхронной частотой вращения вала $n_{синх} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, с отношением пускового момента к номинальному равного 2 [2, Т. 3, с. 535] или [7, с. 226].

Расчёт параметров привода

Передаточное число привода:

$$i = \frac{n_{ДВ}}{n_B}, \quad (5.10)$$

где $n_{ДВ}$ — действительная частота вращения вала двигателя, мин^{-1} :

$$n_{ДВ} = n_{СИНХ} (1 - S / 100) = 1500 (1 - 2 / 100) = 1470 \text{ мин}^{-1};$$

$n_{СИНХ}$ — синхронная частота вращения вала двигателя, мин^{-1} ;

S — коэффициент, учитывающий скольжение (справочная величина), %;

n_B — частота вращения барабана, мин^{-1} :

$$n_B = \frac{60V}{\pi D_B} = \frac{60 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,4} = 95,4 \text{ мин}^{-1};$$

V — скорость ленты, м/с;

D_B — диаметр барабана, м.

Возвращаясь к формуле (5.10), находим общее передаточное число привода:

$$i = \frac{1470}{95,4} = 15,4.$$

Подбор редуктора

Подбор редуктора производим по вращающему моменту на тихоходном валу и требуемому передаточному отношению:

$$T_{TB} = T_{ДВ} \frac{T_{ПУС}}{T_{НОМ}} I \eta.$$

Примем КПД редуктора $\eta = 0,97$, тогда

$$T_{ДВ} = 9550 \frac{P_{ДВ}}{n_{ДВ}} = 9550 \frac{1,1}{1470} = 7,14 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{TB} = 7,14 \cdot 2 \cdot 15,4 \cdot 0,97 = 213,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Выбираем двухступенчатый цилиндрический редуктор с допускаемым вращающим моментом на тихоходном валу 500 Н·м. Информация в обозначении редуктора: узкий, с межосевым расстоянием 125 мм, номинальным передаточным числом 16, вариантом сборки 12, коническим концом выходного вала К, климатического исполнения У и категории размещения 2 [2, Т. 3, с. 486, табл. 7] или [7, с. 236].

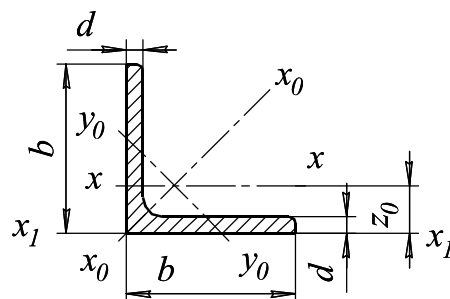
Обозначение редуктора — *Редуктор Ц2У-125-16-12КУ2*.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Проектирование механических передач : учебно-справочное пособие для втузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. — 6-е изд., перераб. и доп. — М. : Альянс, 2008.
2. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х т. / под ред. И.Н. Жестковой. — 8-е изд., перераб. и доп.— М. : Машиностроение, 2001. : ил.
3. Иванов, М.Н. Детали машин : учеб. для студентов высш. техн. учебн. заведений. — 5-е изд., перераб. — М. : Высшая школа, 1991. — 383 с. : ил.
4. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие. — 2-е изд., перераб. и доп. — Калининград : Янтар. Сказ, 2002. — 454 с. : ил.
5. Скрипкин, С.П. Детали машин и основы конструирования : учебно-методическое пособие по выполнению расчётно-графической работы для студентов очной и заочной форм обучения. — Кострома : КГСХА, 2008. — 22 с.
6. Детали машин и основы конструирования / под ред. М.Н. Ерохина. — М. : Колос, 2004. — 462 с. : ил. — (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).
7. Проектирование и расчёт подъёмно-транспортных машин сельскохозяйственного назначения / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Н.А. Вискребенцев и др.; под ред. М.Н. Ерохина и А.В. Карпа. — М. : Колос, 1999. — 228 с. : ил. — (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).
8. Скрипкин, С.П. Расчёт ленточного транспортера : методические указания по выполнению РГР. — 4-е изд. — Кострома : КГСХА, 2008.

ПРИЛОЖЕНИЕ

1. Размеры и справочные величины для осей равнополочных уголков (по ГОСТ 8509—93)



b — ширина полки;
 d — толщина полки;
 I — момент инерции;
 i — радиус инерции;
 z_0 — расстояние от центра тяжести до наружной грани полки.

Таблица П1

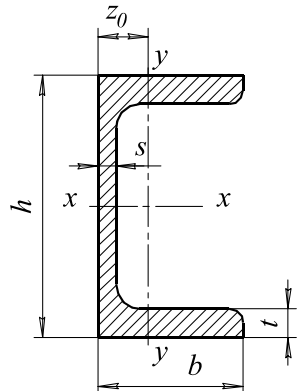
Номер профиля	Размеры, мм		z ₀ , см	Площадь профиля, см ²	Масса I м, кг	Справочные величины для осей						
	b	d				x – x		x ₀ – x ₀		y ₀ – y ₀		x ₁ – x ₁
						I _x , см ⁴	i _x , см	I _{x0max} , см ⁴	i _{x0max} , см	I _{y0min} , см ⁴	i _{y0min} , см	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
3,6	36	3	0,99	2,10	1,65	2,56	1,10	4,06	1,39	1,06	0,71	4,61
3,6	36	4	1,04	2,75	2,16	3,29	1,09	5,21	1,38	1,36	0,70	6,24
4	40	3	1,09	2,35	1,85	3,55	1,23	5,63	1,55	1,47	0,79	6,35
4	40	4	1,13	3,08	2,42	4,58	1,22	7,26	1,53	1,90	0,78	8,53
4	40	5	1,17	3,79	2,97	5,53	1,20	8,75	1,54	2,30	0,79	10,73
4,5	45	3	1,21	2,65	2,08	5,13	1,39	8,13	1,75	2,12	0,89	9,04
4,5	45	4	1,26	3,48	2,73	6,63	1,38	10,5	1,74	2,74	0,89	12,1
4,5	45	5	1,30	4,29	3,37	8,03	1,37	12,7	1,72	3,33	0,88	15,3
5	50	3	1,33	2,96	2,32	7,11	1,55	11,3	1,95	2,95	1,00	12,4
5	50	4	1,38	3,89	3,05	9,21	1,54	14,6	1,94	3,80	0,99	16,6
5	50	5	1,42	4,80	3,77	11,2	1,53	17,8	1,92	4,63	0,98	20,9
5,6	56	4	1,52	4,38	3,44	13,1	1,73	20,8	2,18	5,41	1,11	23,3
5,6	56	5	1,57	5,41	4,25	16,0	1,72	25,4	2,16	6,59	1,10	29,2
6,3	63	4	1,69	4,96	3,90	18,9	1,95	29,9	2,45	7,81	1,25	33,1
6,3	63	5	1,74	6,13	4,81	23,1	1,94	36,6	2,44	9,52	1,25	41,5

Продолжение таблицы III

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
6,3	63	6	1,78	7,28	5,72	27,1	1,93	42,9	2,43	11,2	1,24	50,0
7	70	4	1,88	6,20	4,87	29,0	2,16	46,0	2,72	12,0	1,39	51,0
7	70	5	1,90	6,86	5,38	31,9	2,16	50,7	2,72	13,2	1,39	56,7
7	70	6	1,94	8,15	6,39	37,6	2,15	59,6	2,71	15,5	1,38	68,4
7	70	7	1,99	9,42	7,39	43,0	2,14	68,2	2,69	17,8	1,37	80,1
7	70	8	2,02	10,7	8,37	48,2	2,13	76,4	2,68	20,0	1,37	91,9
7,5	75	5	2,02	7,39	5,80	39,5	2,31	62,6	2,91	16,4	1,49	69,6
7,5	75	6	2,06	8,78	6,89	46,6	2,30	73,9	2,90	19,3	1,48	83,9
7,5	75	7	2,10	10,1	7,96	53,3	2,29	84,6	2,89	22,1	1,48	98,3
7,5	75	8	2,15	11,5	9,02	59,8	2,28	94,9	2,87	24,8	1,47	113
7,5	75	9	2,18	12,8	10,1	66,1	2,27	105	2,86	27,5	1,46	127
8	80	5,5	2,17	8,63	6,78	52,7	2,47	83,6	3,11	21,8	1,59	93,2
8	80	6	2,19	9,38	7,36	57,0	2,47	90,4	3,11	23,5	1,58	102
8	80	7	2,23	10,8	8,51	65,3	2,45	104	3,09	27,0	1,58	119
8	80	8	2,27	12,3	9,65	73,4	2,44	116	3,08	30,3	1,57	137
9	90	6	2,43	10,6	8,33	82,1	2,78	130	3,50	34,0	1,79	145
9	90	7	2,47	12,3	9,64	94,3	2,77	150	3,49	38,9	1,78	169
9	90	8	2,51	13,9	10,9	106	2,76	168	3,48	43,8	1,77	194
9	90	9	2,55	15,6	12,2	118	2,75	186	3,46	48,6	1,77	219
10	100	6,5	2,68	12,8	10,1	122	3,09	193	3,88	50,7	1,99	214
10	100	7	2,71	13,8	10,8	131	3,08	207	3,88	54,2	1,98	231
10	100	8	2,75	15,6	12,2	147	3,07	233	3,87	60,9	1,98	265
10	100	10	2,83	19,2	15,1	179	3,05	284	3,84	74,1	1,96	333
10	100	12	2,91	22,8	17,9	209	3,03	331	3,81	86,9	1,95	402
10	100	14	2,99	26,3	20,6	237	3,00	375	3,78	99,3	1,94	472
10	100	16	3,06	29,7	23,3	264	2,98	416	3,74	112	1,94	542

Пример обозначения: Уголок $\frac{50 \times 50 \times 3 \text{ ГОСТ } 8509 — 93}{\text{Ст } 3 \text{ ГОСТ } 535 — 75}$

2. Размеры и справочные величины для осей швеллеров (по ГОСТ 8240—89)



H — высота швеллера;
 b — ширина полки;
 s — толщина стенки швеллера;
 t — толщина полки;
 I — момент инерции;
 W — момент сопротивления;
 i — радиус инерции;
 S — статический момент полусечения швеллера;
 z — расстояние от оси $y - y$ до наружной грани полки.

Таблица П2

Номер балки	Размеры, мм				z ₀ , см	Площадь сечения, см ²	Масса 1 м, кг	Справочные величины для осей						
	h	b	s	t				x – x				y – y		
								I _x [°] см ⁴	W _x [°] см ³	i _x [°] см	S _x [°] см ²	I _y [°] см ⁴	W _y [°] см ³	i _y [°] см
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
5	50	32	4,4	7,0	1,16	6,16	4,84	22,8	9,10	1,92	5,59	5,61	2,75	0,95
6,5	65	36	4,4	7,2	1,24	7,51	5,90	48,6	15,0	2,54	9,00	8,70	3,68	1,08
8	80	40	4,5	7,4	1,31	8,98	7,05	89,4	22,4	3,16	13,3	12,8	4,75	1,19
10	100	46	4,5	7,6	1,44	10,9	8,59	174	34,8	3,99	20,4	20,4	6,46	1,37
12	120	52	4,8	7,8	1,54	13,3	10,4	304	50,6	4,78	29,6	31,2	8,52	1,53
14	140	58	4,9	8,1	1,67	15,6	12,3	491	70,2	5,60	40,8	45,4	11,0	1,70
14a	140	62	4,9	8,7	1,87	17,0	13,3	545	77,8	5,66	45,1	57,5	13,3	1,84
16	160	64	5,0	8,4	1,80	13,1	14,2	747	93,4	6,42	54,1	63,3	13,8	1,87
16a	160	68	5,0	9,0	2,00	19,5	15,3	823	103	6,49	59,4	78,8	16,4	2,01
18	180	70	5,1	8,7	1,94	20,7	16,3	1090	121	7,24	69,8	86,0	17,0	2,04
18a	180	74	5,1	9,3	2,13	22,2	17,4	1190	132	7,32	76,1	105	20,0	2,18

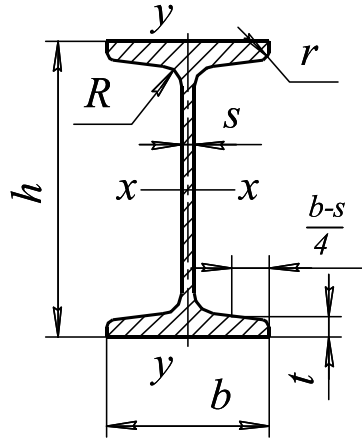
Продолжение таблицы П2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
20	200	76	5,2	9,0	2,07	23,4	18,4	1520	152	8,07	87,8	113	20,5	2,20
20a	200	80	5,2	9,7	2,28	25,2	19,8	1670	167	8,15	95,9	139	24,2	2,35
22	220	82	5,4	9,5	2,21	26,7	21,0	2110	192	8,89	110	151	25,1	2,37
22a	220	87	5,4	10,2	2,46	28,8	22,6	2330	212	8,90	121	187	30,0	2,55
24	240	90	5,6	10,0	2,42	30,6	24,0	2900	242	9,73	139	208	31,6	2,60
24a	240	95	5,6	10,7	2,67	32,9	25,8	3180	265	9,84	151	254	37,2	2,78
27	270	95	6,0	10,5	2,47	35,2	27,7	4160	308	10,9	178	262	37,3	2,73
30	300	100	6,5	11,0	2,52	40,5	31,8	5810	387	12,0	224	327	43,6	2,84
33	330	105	7,0	11,7	2,59	46,5	36,5	7980	484	13,1	281	410	51,8	2,97
36	360	110	7,5	12,6	2,68	53,1	41,9	10200	601	14,2	350	513	61,7	3,10
40	400	115	8,0	13,5	2,75	61,5	48,3	15220	761	15,7	444	642	73,4	3,23

Пример обозначения с уклоном внутренних граней полок: Швеллер $\frac{20 \text{ ГОСТ } 8240 — 89}{\text{Ст3 ГОСТ } 535 — 75}$

То же с параллельными гранями полок: Швеллер $\frac{20\text{П ГОСТ } 8240 — 89}{\text{Ст3 ГОСТ } 535 — 75}$

3. Размеры и справочные величины для осей двутавров (по ГОСТ 8239—89)



h — высота балки;
 b — ширина полки;
 s — толщина стенки;
 t — средняя толщина полки;
 R — радиус внутреннего закругления;
 r — радиус закругления полки;
 I — момент инерции;
 W — момент сопротивления;
 S — статистический момент полусечения;
 i — радиус инерции.

Таблица ПЗ

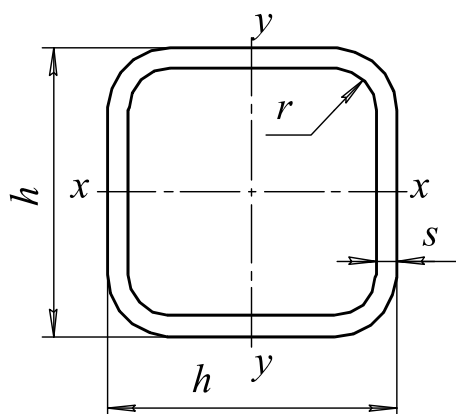
Номер балки	Размеры, мм						Площадь сечения, см ²	Масса 1 м, кг	Справочные величины						
	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>R</i>	<i>r</i>			<i>x – x</i>				<i>y – y</i>		
									<i>I_x</i> , см ⁴	<i>W_x</i> , см ³	<i>i_x</i> , см	<i>S_x</i> , см ²	<i>I_x</i> , см ⁴	<i>W_x</i> , см ³	<i>i_x</i> , см
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
10	100	55	4,5	7,2	7	2,5	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3	14,7	11,5	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	8	3	17,4	13,7	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
16	160	81	5	7,8	8,5	3,5	20,2	15,9	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,7
18	180	90	5,1	8,1	9	3,5	23,4	18,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88
18a	180	100	5,1	8,3	9	3,5	25,4	19,9	1430	159	7,51	89,8	114	22,8	2,12
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4	26,8	21	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
20a	200	110	5,2	8,6	9,5	4	28,9	22,7	2030	203	8,37	114	155	28,2	2,32
22	220	110	5,4	8,7	10	4	30,6	24	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27

Продолжение таблицы ПЗ

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
22a	220	120	5,4	8,9	10	4	32,8	25,8	2790	254	9,22	143	206	34,3	2,5
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4	34,8	27,3	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
24a	240	125	5,6	9,8	10,5	4	37,5	29,4	3800	317	10,1	178	260	41,6	2,63
27	270	125	6	9,8	11	4,5	40,2	31,5	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
27a	270	135	6	10,2	11	4,5	43,2	33,9	550	407	11,3	229	337	50	2,8
30	300	135	6,5	10,2	12	5	46,5	36,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
30a	300	145	6,5	10,7	12	5	49,9	39,2	7780	518	12,5	292	436	60,1	2,95
33	330	140	7	11,2	13	5	53,8	42,2	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
36	360	145	7,5	12,3	14	6	61,9	48,6	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
40	400	155	8,3	13,0	15	6	72,6	57	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03
45	450	160	9	14,2	16	7	84,7	66,5	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09
50	500	170	10	15,2	17	7	100	78,5	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23
55	550	180	11	16,5	18	7	118	92,6	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39
60	600	190	12	17,8	20	8	138	108	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54

Пример обозначения: Двутавр $\frac{30 \text{ ГОСТ } 8239 — 89}{\text{Ст3 ГОСТ } 535 — 75}$

4. Размеры и справочные величины для осей профилей холодногнутого сварных квадратного сечения (по ГОСТ 8639—82)



h — высота профиля;
 s — толщина стенки;
 r — радиус кривизны;
 I — момент инерции;
 i — радиус инерции;
 W — момент сопротивления;
 S — статический момент полусечения.

Таблица П4

Размеры, мм			Площадь сечения, см^2	Масса 1 м, кг	Справочные величины для осей $x-x$, $y-y$			
h	s	r			I , см^4	W , см^3	i , см	S , см^3
1	2	3	4	5	6	7	8	9
63	3	6	6,81	5,35	39,5	12,55	2,41	7,5
63	4	8	8,75	6,87	48,3	15,34	2,35	9,38
63	5	10	10,5	8,26	55,1	17,5	2,29	11
70	3	6	7,65	6,01	55,6	15,9	2,70	9,43
70	4	8	9,87	7,73	68,7	19,6	2,64	11,9
70	5	10	11,9	9,36	79,2	22,6	2,58	14
80	3	6	8,85	6,95	85,3	21,3	3,10	12,6
80	4	8	11,5	9,01	100,7	26,6	3,05	16
80	5	10	13,9	10,9	124	31,1	2,99	19
80	6	12	16,2	12,7	139	34,8	2,93	21,6
90	3	6	10,1	7,89	124	27,6	3,51	16,2
90	4	8	13,1	10,3	156	34,7	3,46	20,7
90	5	10	15,9	12,5	184	40,9	3,40	24,7
90	6	12	18,6	14,6	208	46,1	3,34	28,4
100	3	6	11,3	8,83	173	34,6	3,92	20,2
100	4	8	14,7	11,5	219	43,9	3,87	26
100	5	10	17,9	14,1	260	52	3,81	31,2
100	6	12	21	16,5	296	59,1	3,75	36
100	7	14	23,9	18,8	326	65,2	3,69	40,3
110	3	6	12,5	9,78	234	42,5	4,33	24,7
110	4	8	16,3	12,8	297	54,1	4,28	31,8
110	5	10	19,9	15,6	355	64,5	4,22	38,4
110	6	12	23,4	18,4	405	73,7	4,16	44,5
110	7	14	26,7	21	450	81,8	4,10	50
125	3	6	14,3	11,2	348	55,7	4,94	32,3
125	4	8	18,7	14,7	446	71,4	4,89	41,8
125	5	10	22,9	18	536,7	85,7	4,83	50,7
125	6	12	27	21,2	616	98,6	4,78	59
125	7	14	30,9	24,3	689	110	4,72	66,6

Продолжение таблицы П4

125	8	16	34,7	27,2	753	120	4,66	73,7
140	3	6	16,1	12,6	496	70,8	5,56	40,9
140	4	8	21,1	16,5	638	91,1	5,50	53,1
140	5	10	25,9	20,4	769	110	5,45	64,6
140	6	12	30,6	24	890	127	5,39	75,5
140	7	14	35,1	27,6	999	143	5,33	85,6
140	8	16	39,6	31	1099	157	5,27	95,1
160	3	6	18,5	14,5	750	93,7	6,37	53,9
160	4	8	24,3	19,1	969	121	6,32	70,3
160	5	10	29,9	23,5	1174	147	6,26	85,8
160	6	12	35,4	27,8	1365	171	6,21	101
160	7	14	40,7	32	1542	193	6,15	115
160	8	16	45,9	36	1705	213	6,09	128
180	4	8	27,5	21,6	1399	155	7,14	89,9
180	5	10	33,9	26,6	1702	189	7,08	110
180	6	12	40,2	31,6	1986	221	7,03	129
180	7	14	46,3	36,4	2252	250	6,97	148
180	8	16	52,3	41,1	2500	278	6,91	165
200	4	8	30,7	24,1	1940	194	7,95	112
200	5	10	37,9	29,8	2367	237	7,90	137
200	6	12	45	35,3	2770	277	7,84	162
200	7	14	51,9	40,8	3150	315	7,79	185
200	8	16	58,7	46,1	3510	351	7,73	208

Пример обозначения: Труба $\frac{40 \times 40 \times 3 \text{ ГОСТ } 8639 — 82}{\text{В } 10 \text{ ГОСТ } 13663 — 86}$

5. Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636—69, мм

Таблица П15

Ряды			Дополни- тельные размеры	Ряды			Дополни- тельные размеры	Ряды			Дополни- тельные размеры
Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40	
8,0	8,0	8,0	8,2 8,8	40	40	40	41 44	200	200	200	205
		8,5				42				210	
	9,0	9,0			45	45			220	220	
		9,5				48				240	
10	10	10	10,2 10,8	50	50	50	52 55	250	250	250	270 290 310
		10,5				53				260	
	11	11			56	56			280	280	
		11,5				60				300	
12	12	12	12,5 13,5 14,5 15,5	63	63	63	65 70 73 78	320	320	320	330 350 370
		13				67				340	
	14	14			71	71			360	360	
		15				75				380	
16	16	16	16,5 17,5	80	80	80	82	400	400	400	410 440
		17				85				420	
	18	18			90	90			450	450	
		19				95				480	
20	20	20	20,5 21,5 23,0	100	100	100	102 108 112 115 118	500	500	500	515 545 580
		21				105				530	
	22	22			110	110			560	560	
		24				120				600	
25	25	25	27 29 31 33 35	125	125	125	135 145 155 165 175	630	630	630	615 650 690 730 775
		26				130				670	
	28	28			140	140			710	710	
		30				150				750	
32	32	32		160	160	160		800	80	800	825
		34				170				850	
	36	36			180	180				900	
		38				190				950	875

6. Трапецидальная однозаходная резьба по ГОСТ 9484—86

Таблица П6

P	$d; D$	$d_2 = D_2$	d_3	$d_1; D_1$	D_4	P	$d; D$	$d_2 = D_2$	d_3	$d_1; D_1$	D_4
2	8	7	5,5	6	8,5	5	22	19,5	16,5	17	22,5
	10	9	7,5	8	10,5		24	21,5	18,5	19	24,5
	12	11	9,5	10	12,5		26	23,5	20,5	21	26,5
	14	13	11,5	12	14,5		28	25,5	22,5	23	28,5
	16	15	13,5	14	16,5		85	82,5	79,5	80	85,5
	18	17	15,5	16	18,5						
	20	19	17,5	18	20,5	6	30	27	23	24	31
	22	21	19,5	20	22,5		32	29	25	26	33
	24	23	21,5	22	24,5		34	31	27	28	35
	26	25	23,5	24	26,5		36	33	29	30	37
	28	27	25,5	26	28,5		38	35	31	32	39
							40	37	33	34	41
							42	39	35	36	43
3	10	8,5	6,5	7	10,5	8					
	12	10,5	8,5	9	12,5						
	14	12,5	10,5	11	14,5		22	18	13	14	23
	30	28,5	26,5	27	30,5		24	20	15	16	25
	32	30,5	28,5	29	32,5		26	22	17	18	27
	34	32,5	30,5	31	34,5		28	24	19	20	29
	36	34,5	32,5	33	36,5		44	40	35	36	45
	38	36,5	34,5	35	38,5		46	42	37	38	47
	40	38,5	36,5	37	40,5		48	44	39	40	49
	42	40,5	38,5	39	42,5		50	46	41	42	51
	44	42,5	40,5	41	44,5		52	48	43	44	53
	46	44,5	42,5	43	46,5		55	51	46	47	56
	48	46,5	44,5	45	48,5		60	56	51	52	61
	50	48,5	46,5	47	50,5						
4						10	30	25	19	20	31
	16	14	11,5	12	16,5		32	27	21	22	33
	18	16	13,5	14	18,5		34	29	23	24	35
	20	18	15,5	16	20,5		36	31	25	26	37
	65	63	60,5	61	65,5		38	33	27	28	39
	70	68	65,5	66	70,5		40	35	29	30	41
							42	37	31	32	43
							65	60	54	55	66

7. Резьба упорная по ГОСТ 10177—82

Таблица П7

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг резьбы P	Диаметры элементов резьбы		
		$d_2 = D_2$	d_1	D_1
20	2	18,50	16,529	17
	4	17	13,058	14
24	2	22,50	20,529	21
	3	21,75	18,793	19,5
	5	20,25	15,322	16,5
	8	18	10,116	12
28	2	26,5	24,529	25
	3	25,75	22,793	23,5
	5	24,25	19,322	20,5
	8	22	14,116	16
32	3	29,75	26,793	27,5
	6	27,50	21,587	23
	10	24,50	14,645	17
36	3	33,75	30,793	31,5
	6	31,50	25,587	27
	10	28,5	18,645	21
40	3	37,75	34,793	35,5
	6	35,50	29,587	31
	7	34,75	27,851	29,5
	10	32,50	22,793	25
44	3	41,75	38,793	39,5
	7	38,75	31,851	33,5
	8	38	30,116	32
	12	35	23,174	26
48	3	45,75	42,793	43,5
	8	42	34,116	36
	12	39	27,174	30
52	3	49,75	46,793	47,5
	8	46	38,116	40
	12	43	31,174	34

8. Метрическая резьба с крупным шагом по ГОСТ 24705—81

Таблица П8

Диаметры, мм			Шаг резьбы P , мм
Наружный d	Средний d_2	Внутренний d_1	
8	7,188	6,647	1,25
10	9,026	8,376	1,5
12	10,863	10,106	1,75
14	12,701	11,835	2
16	14,701	13,835	2
18	16,376	15,294	2,5
20	18,376	17,294	2,5
22	20,376	19,264	2,5
24	22,051	20,752	3
27	25,051	23,752	3
30	27,727	26,211	3,5
33	30,727	29,211	3,5
36	33,402	31,670	4
42	39,077	37,129	4,5
45	42,077	40,129	4,5
48	44,752	41,866	5
56	52,428	50,046	5,5
64	60,103	57,505	6

9. Характеристика насыпных грузов

Таблица П9

Наименование груза	Плотность ρ т/м ³	Угол естест- вен. откоса φ_n	Коэффициент трения покоя		
			Сталь	Дерево	Резина
Овёс	0,39-0,50	28-35	0,40-0,58	0,36-0,78	0,48-0,50
Пшеница	0,65-0,81	25-35	0,35-0,65	0,30-0,58	0,39-0,50
Рожь	0,66-0,79	25-35	0,32-0,58	0,37-0,78	0,45
Отруби	0,18-0,44	38	1,00-1,44	0,32-0,60	1,20
Свёкла	0,57-0,70	38	0,48	0,53	0,74
Мука пшеничная	0,45-0,66	50-55	0,49-0,65	0,85	0,57-0,85
Горох	0,78-0,80	24-27	0,26-0,33	0,26-0,35	0,27-0,37
Силос из корм. трав	0,60-0,80	50	0,48	0,53	0,74
Картофель	0,64-0,77	28	0,36-0,50	0,36-0,50	0,50-0,80

10. Параметры ленты

Таблица П10

Предел прочности $[K_p]$, Н/мм	Ткань резинотканевых лент по ГОСТ 20—76			Число прокладок Z	Толщина прокладки мм		
					С резиновой прослойкой		Без резиновой прослойки
					Из синтетических волокон	Из комбинированных нитей	
65	БКНЛ-65	—	—	3...8	—	1,4	1,15
100	БКНЛ-100	ТА-100 ТК-100	—	3...8	1,2	1,6	1,3
150	БКНЛ-150	ТА-150 ТК-150	—	3...8	1,3	1,9	1,6
200		ТК-200-2	ТЛК-200	3...8	1,4	—	—
300	ТА-300 ТК-300 МК 300/100		ТЛК-300 МЛК-300	4...10	1,9	—	—
400	ТА-400 ТК-400 400/120		МЛК 400/120	4...10	2,0	—	—

Учебно-методическое издание

Детали машин и основы конструирования. Примеры расчётов: учебно-методическое пособие для студентов агроинженерных специальностей очной и заочной форм обучения / сост. С.П. Скрипкин, С.В. Курилов. — 2-е изд., перераб. и доп. — Кострома: КГСХА, 2011. — 158 с.

ISBN 978-5-93222-210-2

Гл. редактор Н.В. Киселева
Редактор выпуска Т.В. Тарбеева
Корректор Т.В. Кулинич