

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет» (НИУ)
Политехнический институт
Автотракторный факультет
Кафедра «Колесные и гусеничные машины»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

к.т.н., профессор

_____ В. Н. Бондарь
_____ 2018 г.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА ТЯГОВОЙ ЛЕБЁДКИ С ОКРУЖНЫМ УСИЛИЕМ 3500 Н И
ОКРУЖНОЙ СКОРОСТЬЮ 0,4 М/С

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ23.03.02.2018.020.ПЗ ВКР

Руководитель работы

к.т.н., доцент

_____ В.И. Дуюн
_____ 2018г.

Автор работы

студент группы П-405

_____ Д.Е.

Чаркин _____ 2
018 г.

Нормоконтролер

к.т.н., доцент

_____ В.И.

Дуюн _____ 20
18 г.

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ПЕРЕДОВЫХ ЗАРУБЕЖНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И РЕШЕНИЙ.....	10
2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ.....	13
2.1 Определение расчетной мощности на валу исполнительного механизма....	13
2.2 Определение расчётной мощности на валу электродвигателя.....	13
2.3 Определение частоты вращения вала исполнительного механизма	14
2.4 Определение частоты вращения вала электродвигателя	14
2.5 Выбор электродвигателя	15
2.6 Определение передаточного отношения привода	16
2.7 Определение мощностей, вращающих моментов и частот вращения валов	16
2.8 Подбор коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора.....	17
3 РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	20
3.1 Описание клиноременной передачи.....	20
3.2 Расчет параметров ременной передачи.....	23
3.2.1 Диаметр меньшего шкива	23
3.2.2 Диаметр большого шкива.....	23
3.2.3 Межосевое расстояние	23
3.2.4 Длина ремня.....	23
3.2.5 Уточняем межосевое расстояние.....	23
3.2.6 Угол обхвата меньшего шкива	24
3.2.7 Выбор ремня по сечению	24
3.2.8 Число ремней для передачи заданной мощности	24
3.2.9 Скорость ремня.....	25
3.2.10 Предварительное натяжение ветвей клинового ремня	25
3.2.11 Сила, действующая на валы.....	25

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

4 ВЫБОР И РАСЧЕТ МУФТЫ ПРИВОДА	26
4.1 Выбор и расчет зубчатой муфты	26
4.2 Выбор и расчет фрикционной полумуфты	28
4.3 Расчет шлицевого соединения	30
4.4 Расчет пружины.....	32
5 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА	35
5.1 Проектный расчет вала	35
5.2 Подбор подшипников и шпоночных соединений.....	36
5.3 Выбор опор вала.....	37
5.4 Выбор корпуса для подшипника качения.....	37
5.5 Выбор крышки к корпусу для подшипника качения	38
5.6 Выбор манжетного уплотнения	40
5.7 Выбор шайб	41
5.8 Проверочный расчет вала на статическую прочность по эквивалентному моменту при кратковременных перегрузках.....	41
5.9 Расчет вала на сопротивление усталости	44
5.10 Расчет вала на ограничение пластических деформаций.....	45
5.11 Выбор и проверочный расчет шпонок.....	46
5.12 Проверка ресурса подшипника.....	48
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	49
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	50
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	50

ВВЕДЕНИЕ

Мне предложено спроектировать привод тяговой лебедки. Лебёдка – механизм, тяговое усилие которого передается посредством каната, цепи, троса или иного гибкого элемента от барабана. Привод лебёдки может быть ручным, электрическим, от двигателя внутреннего сгорания. Предназначается в основном для подъёма груза по вертикали, но иногда используется и для перемещения груза по горизонтали.

Проектирование привода выполняется на основании технического задания, в котором содержится назначение, основные технические характеристики, и ресурс механизма. В состав привода входят следующие сборочные единицы: двигатель электрический асинхронный, ременная передача, редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый, муфта зубчатая фрикционная, исполнительный механизм (барабан тяговый).

При выполнении данного проектирования приобретаются навыки расчёта и конструирования деталей и узлов машин, изучаются методы, нормы и правила проектирования, обеспечивающих получение надёжных, долговременных и экономических конструкций.

Система передач предназначена для передачи мощности от электродвигателя к исполнительному механизму, с уменьшением угловой скорости и увеличением вращающего момента и состоит из коническо-цилиндрического редуктора и открытой ременной передачи.

Ремённая передача – это передача механической энергии при помощи гибкого элемента – приводного ремня, за счёт сил трения. Состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня (одного или нескольких).

Редуктора используется для понижения угловой скорости и повышения вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Назначение предохранительных муфт заключается в автоматическом размыкании приводной линии, для предохранения приводных устройств от

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

повреждений при возникновении случайных перегрузок, превышающих расчетную нагрузку.

Исполнительные механизмы обычно устанавливаются в конце привода, и содержат рабочий орган, вал и подшипниковые узлы. Рабочим органом является тяговый барабан. В большинстве тяговых механизмах рабочим элементом являются грузовой канат.

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

1 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ПЕРЕДОВЫХ ЗАРУБЕЖНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И РЕШЕНИЙ

Чтобы поднимать различные грузы во время строительных, ремонтных и монтажных работ используют различное грузоподъемное оборудование. Однако, очень часто в процессе работы приходится не поднимать груз вертикально, а перемещать его в горизонтальной плоскости. В этих случаях на помощь приходят лебедки. Кроме того, используя лебедки можно вытащить автомобиль, застрявший в грязи, пришвартовать судно, подтянуть станок, передвинуть тяжелый бетонный блок. Широко применяются они и в быту.

В зависимости от вида привода, все лебедки можно разделить на ручные и электрические. Лебедки с ручным приводом предназначены для горизонтального, вертикального и наклонного перемещения различных грузов небольшой массы при строительных, монтажных и погрузочно-разгрузочных работах. Эти механизмы могут иметь барабанный, червячный или рычажный привод. Их применяют в тех случаях, когда нет необходимости в высокой скорости перемещения, когда оно осуществляется на, сравнительно, небольшие расстояния. Ручные лебедки отличаются простотой конструкции, удобством использования, надежностью, автономностью и невысокой ценой. Однако, у них имеется один существенный недостаток – привод осуществляется за счет силы человека. Электрические лебедки помогают свести до минимума физические усилия, прилагаемые в ручных лебедках к рукоятке, повышая производительность труда, обеспечивают гораздо большую скорость работы. Многие электролебедки универсальны, они могут использоваться не только для горизонтального перемещения груза, но и для его вертикального подъема. Управление электрической лебедкой осуществляется с кнопочного пульта, ее конструкция совершенно безопасна, удобна в эксплуатации. В зависимости от модели, грузоподъемность электрических лебедок может достигать 15 тонн.

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Сравним монтажную лебедку легкого режима работы отечественного производителя с аналогичной монтажной лебедкой зарубежного производителя.[25]

Лебедка ЛМ-0,25 (рисунок 1) российского производства.



Рисунок 1 – Лебедка электрическая ЛМ-0,25

Грузоподъемность лебедки ЛМ-0,25 составляет 250 кг (0,25 т). Можно применять при низких температурах воздуха, от минус 40 до 40 °С, что немаловажно для регионов Сибири и Крайнего Севера. Возможно изготовление лебедки в специальном климатическом исполнении для эксплуатации их в районах с умеренным климатом. Гарантийный срок - 12 месяцев со дня отгрузки. Длина каната – 75 м. Вес 75 кг. ЛМ-0,25 долговечна, удобна в использовании, неприхотлива в работе и компактна. С помощью электрического привода, который успешно заменяет человеческий труд, эта лебедка отлично справляется с подъемом и перемещением грузов, при этом цена одна из самых низких (50 тыс. рублей).

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Лебедка KDJ-250E1 (рисунок 2) производства США.



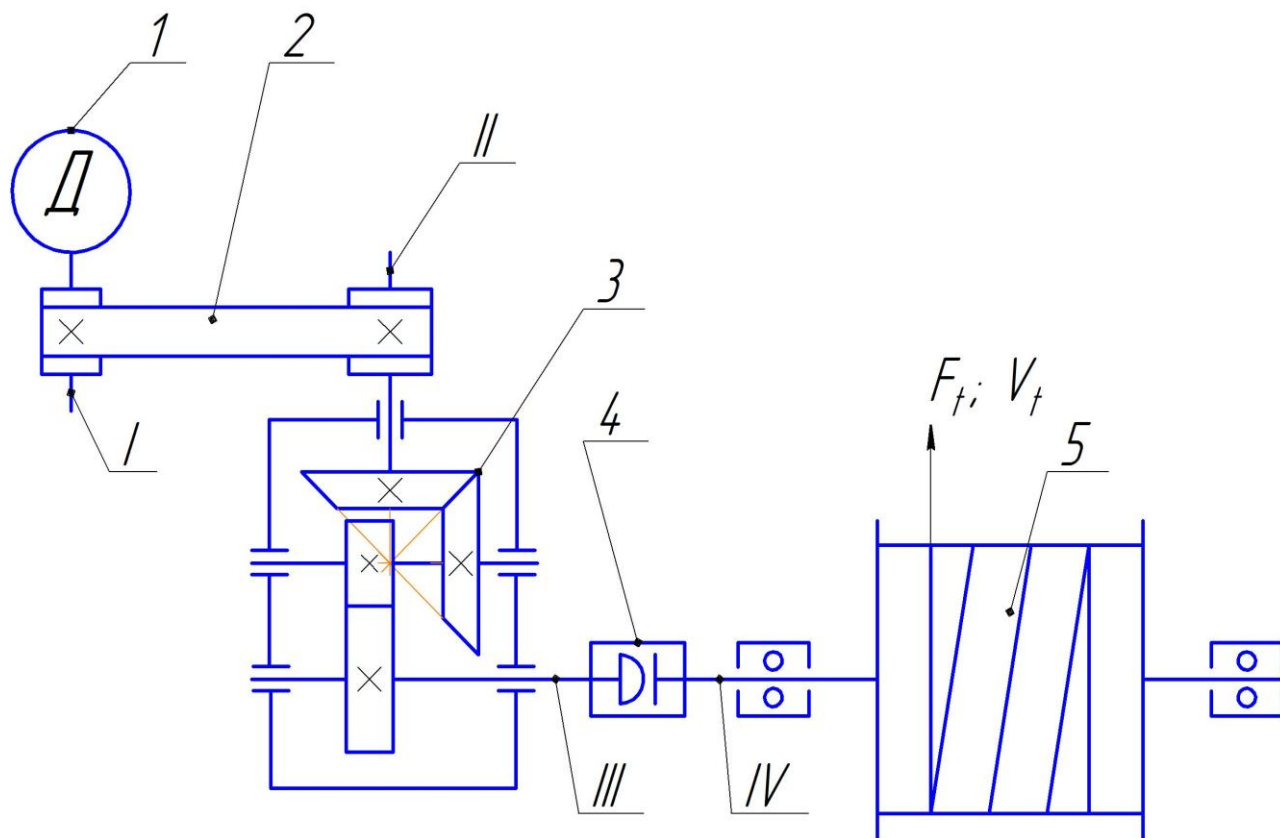
Рисунок 2 – Лебедка KDJ-250E1

Грузоподъемность лебедки KDJ-250E1 составляет так же 250 кг (0,25 т). Применяется при температурах воздуха, от минус 30 до 35 °С. Гарантийный срок - 12 месяцев со дня отгрузки. Длина каната – 80 м. Вес 85 кг. Цена начинается от 55 тыс. рублей.

Вывод: монтажные лебедки легкого режима работы отечественного и зарубежного производства незначительно отличаются своими показателями и ценой. Основными элементами этих лебедок являются пусковая аппаратура, рама, барабан, муфта, редуктор и электродвигатель.

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ



*Кинематическая схема привода:
 1 – Электродвигатель; 2 – Ременная передача; 3 – Коническо-цилиндрический редуктор; 4 – Муфта зубчато-фрикционная; 5 – Исполнительный орган (тяговый барабан).*

Рисунок 3 – Кинематическая схема привода

2.1 Определение расчетной мощности на валу исполнительного механизма

Мощность на приводном валу P_4 , кВт:

$$P_4 = \frac{F_t \cdot V_t}{1000} = \frac{3500 \cdot 0,4}{1000} = 1,4 \text{ кВт.} \quad (1)$$

2.2 Определение расчётной мощности на валу электродвигателя

Расчётная мощность на валу двигателя P_1 определяется с учётом потерь в приводе:

$$P_1 = \frac{P_4}{\eta} = \frac{1,4}{0,86} = 1,63 \text{ кВт}; \quad (2)$$

где η – общий КПД привода:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 = 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,86;$$

где $\eta_1 = 0,95$ – КПД открытой ременной передачи; $\eta_2 = 0,96$ – КПД закрытой конической передачи; $\eta_3 = 0,97$ – КПД закрытой цилиндрической передачи; $\eta_4 = 0,98$ – КПД муфты; $\eta_5 = 0,99$ – КПД опор валов;

2.3 Определение частоты вращения вала исполнительного механизма

Частота вращения приводного вала n_4 , мин⁻¹:

$$n_4 = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 0,4}{\pi \cdot 350} = 21,84 \text{ мин}^{-1};$$

2.4 Определение частоты вращения вала электродвигателя

Частота вращения вала электродвигателя n_1 , мин⁻¹:

$$n_1 = n_4 \cdot i; \quad (3)$$

где $n_4 = 21,84$ мин⁻¹ – частота вращения приводного вала; i – передаточное отношение привода:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3. \quad (4)$$

Передаточные отношения для заданных передач:

$i_1 = 2...3$ – передаточное отношение ременной передачи; $i_2 = 2...3$ – передаточное отношение конической передачи; $i_3 = 3...6$ – передаточное отношение цилиндрической передачи:

$$i = (2...3) \cdot (2...3) \cdot (3...6) = 12...36.$$

Тогда:

$$n_1 = 21,84 \cdot (12...36) = 262...786^{-1}.$$

Если электродвигатель и редуктор устанавливаются на раме в виде самостоятельных агрегатов, то частоту вращения вала электродвигателя следует

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

увеличить в 1,2...1,3 раза, по отношению к среднему значению найденного интервала оптимальных частот примем:

$$n_{дв} = 750 \text{ мин}^{-1}.$$

2.5 Выбор электродвигателя

В приводах общего назначения применяются в основном трёхфазные асинхронные электродвигатели переменного тока серии АИР, отличающиеся простотой конструкции и эксплуатации, а также низкой стоимостью.

Выбираем двигатель АИР112МА8 (исполнение IM1081) с $n_{дв} = 750 \text{ мин}^{-1}$ и $P_{дв} = 2,2 \text{ кВт}$.

Номинальная асинхронная частота вращения вала двигателя $n_1 = 710 \text{ мин}^{-1}$.

Таблица 1 – параметры двигателя

<i>Tun</i>	<i>l</i> _{30*}	<i>h</i> _{31*}	<i>d</i> ₂₄	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₁₀	<i>l</i> ₃₁	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₁₀	<i>d</i> ₂₀	<i>d</i> ₂₂	<i>d</i> ₂₅	<i>b</i> ₁₀	<i>n</i>	<i>h</i>	<i>l</i> _{21*}	<i>l</i> _{20*}	<i>h</i> _{10*}	<i>h</i> ₅	<i>b</i> ₁
АИР МА8	475	297	300	80	140	70	32	12	265	14	230	190	4	112	15	4	12	35	10

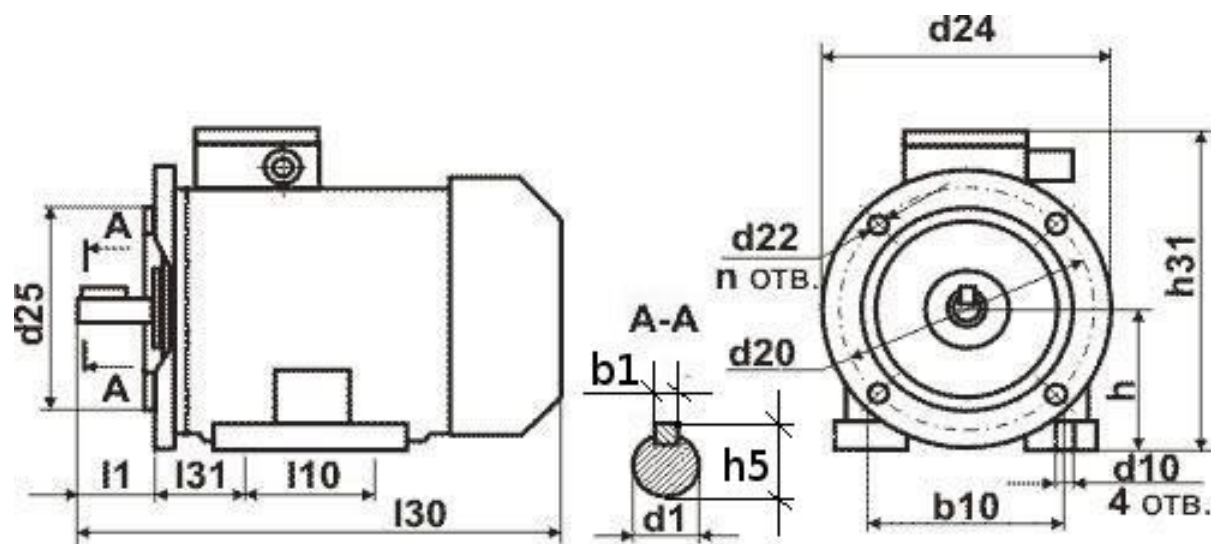


Рисунок 4 – Электродвигатель АИР112МА8.[17]

2.6 Определение передаточного отношения привода

После выбора электродвигателя уточним передаточное отношение привода, равное передаточному отношению редуктора:

$$i = \frac{n_1}{n_4} = \frac{710}{21,84} = 32,51.$$

Передаточное отношение редуктора определим $i_p = 14$ согласно табличным значениям передаточных чисел стандартного коническо-цилиндрического редуктора КЦ1.

Тогда передаточное отношение ременной передачи определим из отношения:

$$i_{PI} = \frac{i}{i_{RED}} = \frac{32,51}{10} = 2,32.$$

2.7 Определение мощностей, вращающих моментов и частот вращения валов

Определение угловых скоростей валов:

$$\begin{aligned}n_{об} &= n_1 = 710 \text{ мин}^{-1}; \\ \omega_1 &= \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 710}{30} = 74,31 \text{ с}^{-1}. \\ n_2 &= \frac{n_1}{i_{PI}} = \frac{710}{2,32} = 306,03 \text{ мин}^{-1}; \\ \omega_2 &= \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 306,03}{30} = 32,03 \text{ с}^{-1}. \\ n_3 &= \frac{n_2}{i_{RED}} = \frac{306,03}{14} = 21,86 \text{ мин}^{-1}; \\ \omega_3 &= \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{\pi \cdot 21,86}{30} = 2,29 \text{ с}^{-1}. \\ n_4 &= n_3 = 21,86 \text{ мин}^{-1}; \\ \omega_4 &= \omega_3 = 2,29 \text{ с}^{-1}.\end{aligned}$$

Определение вращающих моментов:

$$\begin{aligned}T_1 &= 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{1,63}{710} = 21,92 \text{ Нм}. \\ T_2 &= T_1 \cdot \eta_{PI} \cdot i_{PI} = 21,92 \cdot 0,95 \cdot 2,32 = 48,31 \text{ Нм}. \\ T_3 &= T_2 \cdot \eta_{КП} \cdot \eta_{ЦП} \cdot i_{RED} = 48,31 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 14 \\ &= 629,83 \text{ Нм}; \\ T_4 &= T_3 \cdot \eta_M \cdot \eta_{ОВ} = 629,83 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \\ &= 611,06 \text{ Нм}.\end{aligned}$$

Определение мощностей:

$$\begin{aligned}P_1 &= 1,63 \text{ кВт}; \\ P_2 &= \frac{T_2 \cdot \omega_2}{1000} = \frac{48,31 \cdot 32,03}{1000} = 1,55 \text{ кВт}; \\ P_3 &= \frac{T_3 \cdot \omega_3}{1000} = \frac{629,83 \cdot 2,29}{1000} = 1,44 \text{ кВт}; \\ P_4 &= \frac{T_4 \cdot \omega_4}{1000} = \frac{611,06 \cdot 2,29}{1000} = 1,4 \text{ кВт}.\end{aligned}$$

Все полученные данные сводим в таблицу 2.

Таблица 2 – Кинематические и силовые параметры привода.

<i>№ вала</i>	<i>T, Н·м</i>	<i>P, кВт</i>	<i>n, мин⁻¹</i>	<i>ω, с⁻¹</i>
1	21,92	1,63	710	74,31
2	48,31	1,55	306,03	32,03
3	629,83	1,44	21,86	2,29
4	611,06	1,4	21,86	2,29

2.8 Подбор коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора

Редуктор – механизм, служащий для уменьшения частоты вращения и увеличения вращающего момента. Редуктор включает в себя закрытую зубчатую передачу. Передача состоит из двух зубчатых колес, меньшее называется шестерней. Передача работает за счет зацепления. Достоинства: высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей, малые габариты, большая долговечность, высокий КПД, сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники, постоянство передаточного числа и простота обслуживания. Недостатки: относительно высокие требования к точности изготовления и монтажа, шум при больших скоростях.

Редуктор выбирается стандартный согласно ГОСТ 27142-86[1] согласно следующим параметрам:

- передаточное отношение редуктора $i = 14,0$;
- вращающий момент на тихоходном валу редуктора

$$T = 629,83 \text{ Нм.}$$

Соответственно данным параметрам выбираем коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор КЦ1 – 200 с передаточным отношением $i = 14,0$ и допускаемым вращаемым моментом на выходном валу редуктора $T_{\text{ном}} = 780 \text{ Нм}$.

										Лист
										17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ					

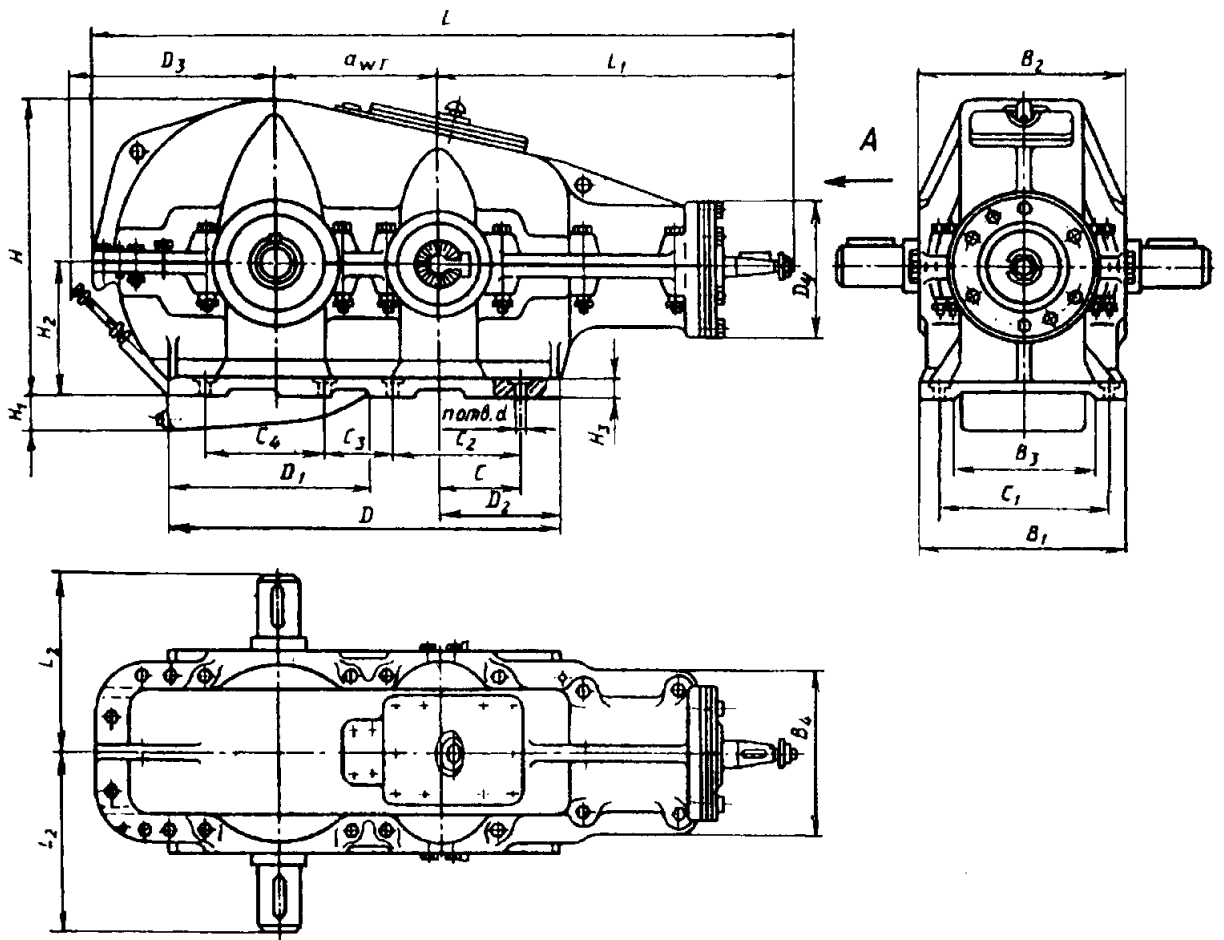


Рисунок 5 – Коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор КЦ1 – 200[22]

Концы валов

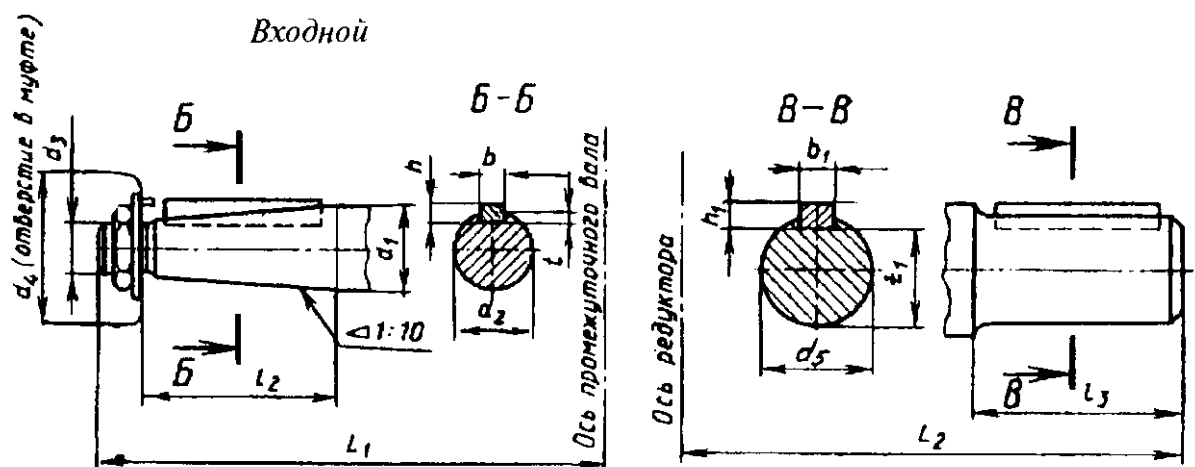


Рисунок 6 – Концы валов редуктора КЦ1 – 200[23]

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Таблица 3 – Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора, мм

R_C	a_{WT}	B_1	B_2	B_4	C	C_1	C_2	D	D_2	D_3	H	H_2
136,04	200	300	300	240	85	250	375	480	110	310	435	225
H_3	L	L_1	L_2	d	d_1	d_2	d_3	d_4	l_1	l_2	b	h
20	900	460	247	17	40	35,9	M24x3	75	110	82	10	8
t	d_5	l_3	b_1	h_1	t_1							
5	45	80	14	9	39,5							

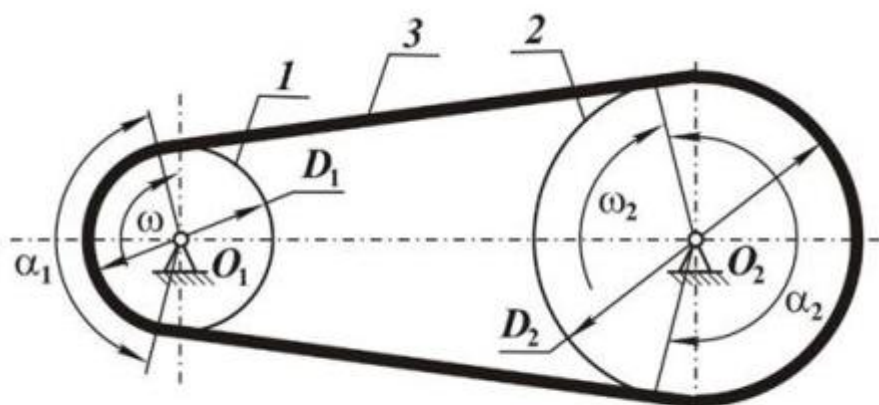
Произвели расчет редуктора в приложении 1. Оно содержит: схему, расчет конической и цилиндрической передач, момент кручения валов, эквивалентное напряжение валов и коэффициент запаса по усталостной прочности валов.

Вывод: Рассчитали частоты вращения вала, исполнительного механизма и электродвигателя. Определили передаточные отношения ременной, конической и цилиндрической передач. По полученным данным выбрали электродвигатель АИР112МА8. После этого определили передаточные отношения редуктора, угловую скорость валов, вращающий момент и мощность на каждом валу. По полученным данным выбрали коническо - цилиндрический двухступенчатый редуктор КЦ1-200.

3 РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Описание клиноременной передачи

Ременная передача (рисунок 7) относится к передачам с гибкой связью. Состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня. [15]



1,2 - шкивы 3 - ремень

Рисунок 7 – Ременная передача

К достоинствам ременной передачи можно отнести:

- простота конструкции;
- начальная дешевизна;
- передача мощности на большие расстояния;
- плавность, безударность и бесшумность работы;
- предельность нагрузки.

Недостатками ременной передачи являются:

- большие габариты;
- малая долговечность;
- большие нагрузки на валы и на опоры валов;
- неприменимость передачи во взрывоопасных, запыленных местах;
- непостоянство передаточного отношения.

Для данной передачи был выбран ремень клиновидного сечения.

Клиновые ремни - это ремни трапециевидного сечения с боковыми рабочими сторонами, работающие на шкивах с канавками соответствующего профиля. Глубина канавок шкивов должна быть такой, чтобы между внутренней поверхностью ремней и дном желобков шкива сохранялся зазор (рисунок 8).

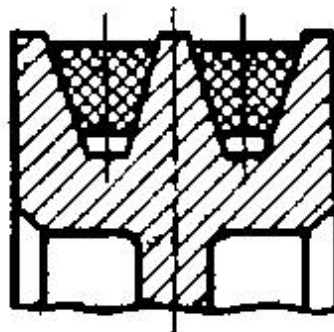


Рисунок 8 – Ремень клинового сечения

Ремни благодаря клиновому действию отличаются повышенными силами сцепления со шкивами и, следовательно, повышенной тяговой способностью.

Клиновой ремень состоит из следующих частей: корда, представляющего собой основной несущий слой, расположенный примерно по центру тяжести сечения ремня; основы из резиновых слоев, расположенных над и под кордом; обертки ремня в виде нескольких слоев прорезиненной ткани (рисунок 9). Корд выполняют из химических волокон: вискозы, капрона, лавсана, полиэстера. В настоящее время применяют также корд из арамида и кевлара, что повышает нагрузочную способность ремня. Основа формирует сечение ремня и передает возникающие усилия несущему слою (корду). Тканевая обертка имеет низкий коэффициент трения и повышенную износостойкость.

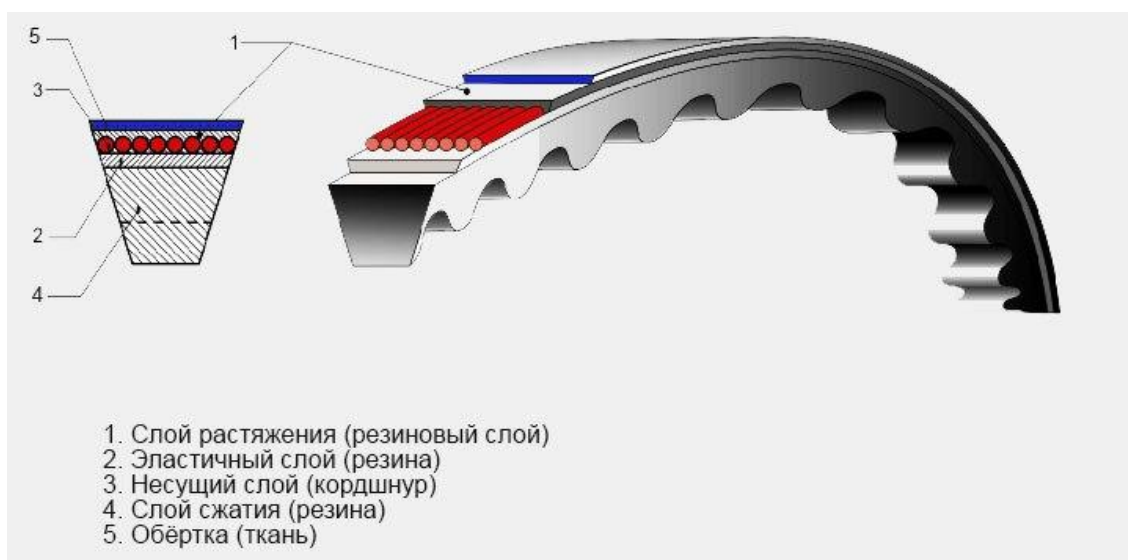


Рисунок 9 – Составляющие клинового ремня

Для клиноременной передачи возможны 5 сечений ремня, которые подобны. Выбор сечения ремня происходит в зависимости от частоты вращения шкива и мощности на нем, согласно рисунку 10.

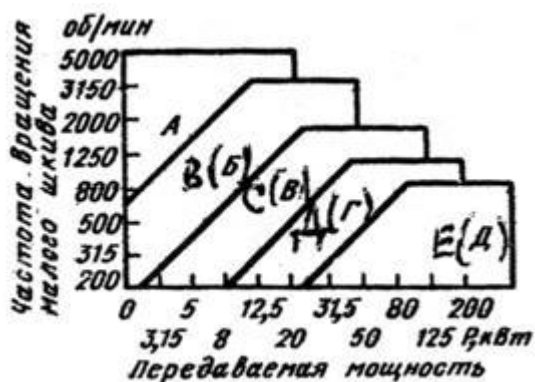


Рисунок 10 – Выбор сечения ремня

Рассчитаем параметры клиноременной передачи по имеющимся данным: частота вращения малого шкива, мощность на ведущем валу передачи, КПД клиноременной передачи и передаточное число передачи.[15] Из этого расчета были получены:

- диаметры ведущего и ведомого шкивов;
- фактическое передаточное отношение;
- межосевое расстояние;
- клиновый ремень нормального сечения и его параметры;
- силы, действующие в передаче.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

3.2 Расчет параметров ременной передачи

3.2.1 Диаметр меньшего шкива:

$$d_1 = (3...4) \cdot \sqrt[3]{T_1} = (3...4) \cdot \sqrt[3]{21,92 \cdot 10^3} = 83,96...111,95 \text{ мм}; \quad (5)$$

где $T_1 = 21,92 \times 10^3$ Нмм – вращающий момент.

Принимаем по ГОСТ 17383-73 $d_1=90$ мм.

3.2.2 Диаметр большого шкива:

$$d_2 = d_1 \cdot i \cdot (1 - \varepsilon) = 90 \cdot 2,32 \cdot (1 - 0,01) = 206,71 \text{ мм}; \quad (6)$$

где $i = 2,32$ – передаточное отношение ременной передачи; $\varepsilon=0,01$ – для передач с регулируемым натяжением ремня.

Принимаем по ГОСТ 17383-73 $d_2 = 200$ мм. [2]

3.2.3 Межосевое расстояние:

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + T_0 = 0,55 \cdot (90 + 200) + 8 = 167 \text{ мм}; \quad (7)$$

$$a_{\max} = (d_1 + d_2) = 90 + 200 = 290 \text{ мм}; \quad (8)$$

где $T_0 = 8$ – высота сечения ремня (сечение «А»).

Принимаем $a = 250$ мм.

3.2.4 Длина ремня:

$$L = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 250 + 0,5 \cdot \pi \cdot (90 + 200) + \frac{(200 - 90)^2}{4 \cdot 250} = 967,4 \text{ мм}$$

Принимаем $L=1000$ мм.

3.2.5 Уточняем межосевое расстояние:

$$a = 0,25 \cdot \left[(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2 \cdot y} \right] = 0,25 \cdot \left[(1000 - 455,3) + \sqrt{(1000 - 455,3)^2 - 2 \cdot 12100} \right] = 267 \text{ мм}$$

$$\text{где } w = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) = 455,3; y = (d_2 - d_1)^2 = 12100. \quad (9)$$

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

3.2.6 Угол обхвата меньшего шкива:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{200 - 90}{267} = 156,52^\circ. \quad (10)$$

3.2.7 Выбор ремня по сечению

Согласно номограмме на рисунке 10 выбираем сечение ремня А.

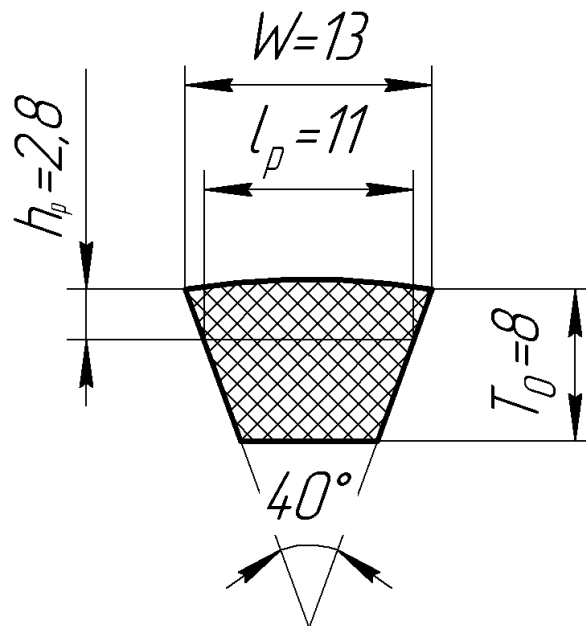


Рисунок 11 – Сечение А клинового ремня

3.2.8 Число ремней для передачи заданной мощности:

$$z = \frac{P \cdot C_p}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z} = \frac{1,63 \cdot 1,1}{0,92 \cdot 0,9 \cdot 0,94 \cdot 0,9} = 2,56; \quad (11)$$

где $P_0 = 0,92$ кВт – мощность, допускаемая для передачи одним ремнем; $C_L = 0,9$ – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня; $C_p = 1,1$ – коэффициент режима работы; $C_\alpha = 0,94$ – коэффициент угла обхвата; $C_z = 0,9$ – коэффициент, учитывающий число ремней в передаче.

Принимаем $z = 3$.

3.2.9 Скорость ремня:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,100 \cdot 710}{60} = 3,72 \text{ м/с} . \quad (12)$$

3.2.10 Предварительное натяжение ветвей клинового ремня:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot V \cdot C_\alpha} + \theta \cdot V^2 = \frac{850 \cdot 1,63 \cdot 1,1 \cdot 0,9}{3 \cdot 3,72 \cdot 0,94} + 0,1 \cdot 3,72^2 = 132,14 \text{ Н} ; \quad (13)$$

где $\theta=0,1$ – коэффициент, учитывающий центробежную силу.

3.2.11 Сила, действующая на валы:

$$F_A = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 132,14 \cdot 3 \cdot \sin \frac{156,52}{2} = 770,15 \text{ Н} . \quad (14)$$

Вывод: рассчитали параметры клиноременной передачи.

Межосевое расстояние $a = 267 \text{ мм}$;

Длина ремня $L = 1000 \text{ мм}$;

Число ремней $z = 3$;

Скорость ремня $V = 3,72 \text{ м/с}$;

Сила, действующая на валы $F = 770,15 \text{ Н}$.

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

4 ВЫБОР И РАСЧЕТ МУФТЫ ПРИВОДА

Муфта предназначена для соединения концов валов между собой с целью передачи вращающего момента без изменения его значения. Она обеспечивает кинематическую и силовую связь, а также предохраняет от поломок. Для соединения тихоходного вала редуктора КЦ1 – 200 с валом тягового барабана выбираем муфту зубчатую – фрикционную предохранительную (рисунок 12).

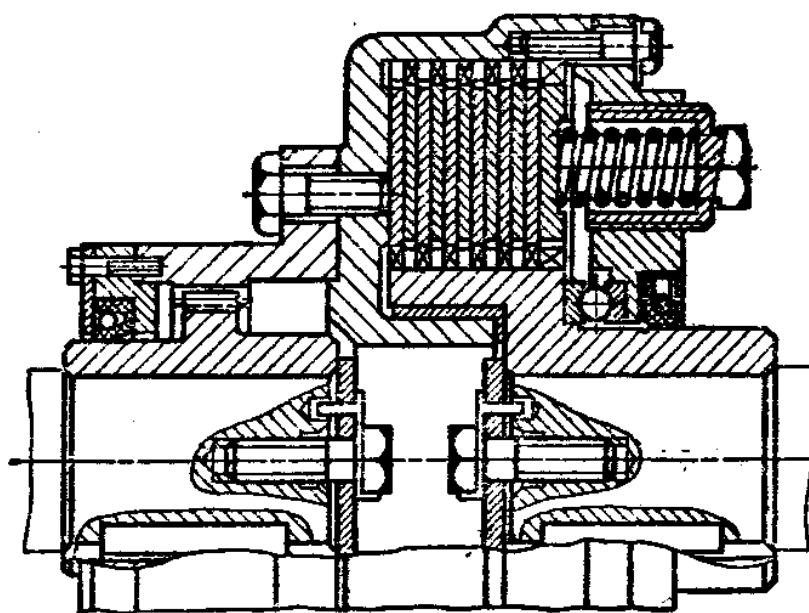


Рисунок 12 – Муфта зубчатая-фрикционная предохранительная

4.1 Выбор и расчет зубчатой муфты

Зубчатые муфты – наиболее распространенный вид жестких компенсирующих муфт, которая компенсирует все виды несоосности валов. Зубчатая муфта состоит из двух обойм с внутренними зубьями, находящихся в зацеплении соответственно с двумя зубчатыми втулками с наружными зубьями. Зубчатые сопряжения муфт работают в масляной ванне. В муфтах предусмотрены отверстия для слива и залива в них масла, уплотнения для герметизации. Наиболее распространен эвольвентный профиль зуба с $\alpha = 20^\circ$.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ

Лист

26

Зубчатые муфты обладают высокой нагрузочной способностью при сравнительно небольших габаритах, хорошими компенсирующими свойствами, технологичностью изготовления. К недостаткам можно отнести: сравнительно низкую стойкость из-за быстрого износа и разрушения зубьев; отсутствие упруго-демпфирующих свойств.

Найдем делительный диаметр из проектировочного расчета:

$$\sigma_{см} = \frac{10^3 \cdot k \cdot T_p}{D_0^2 \cdot b \cdot 0,9} \leq [\sigma]_{см}; \quad (15)$$

где величина расчетного вращающего момента:

$$T_{РАСЧ} = K \cdot T_{НОМ} = 1,3 \cdot 629,83 = 819 \text{ Нм}; \quad (16)$$

где $T_{НОМ} = 629,83$ Нм – вращающий момент на соединяемых валах; $K = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации;

$k = 1,25$ – коэффициент при $\gamma = 0,5^\circ$; $[\sigma]_{см} = 12 \dots 15$ МПа – допустимое напряжение смятия; $\Psi = b/D_0 = 0,12 \dots 0,16$ – коэффициент ширины зубчатого венца.

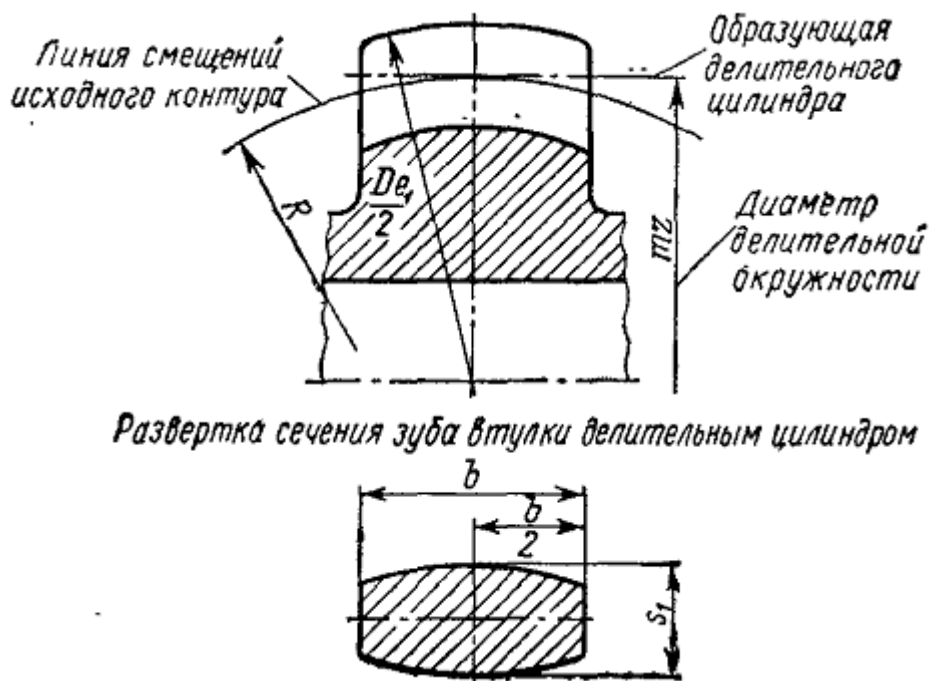


Рисунок 13 – Геометрические размеры бочкообразного зуба зубчатой полумуфты[24]

Отсюда диаметр равен:

$$D_0 = \sqrt[3]{\frac{k \cdot T_p \cdot 10^3}{0,9 \cdot [\sigma_{см}] \cdot \psi}} = \sqrt[3]{\frac{1,25 \cdot 819 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 14 \cdot 0,12}} = 87 \text{ мм} \rightarrow D_0 = 100 \text{ мм}. \quad (17)$$

Примем число зубьев $z = 40$, тогда модуль будет равен:

$$m = \frac{100}{40} = 2,5.$$

Рабочая высота зуба: $h = 1,8 \cdot m = 1,8 \cdot 2,5 = 4,5 \text{ мм}$.

Ширина зубчатого венца: $b = \psi \cdot D_0 = 0,12 \cdot 100 = 12 \text{ мм}$.

Проверочный расчет зубчатой муфты:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot k \cdot T_p}{b \cdot h \cdot Z \cdot D_0} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 819 \cdot 10^3}{12 \cdot 4,5 \cdot 40 \cdot 100} = 9,48 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}] = 12 \dots 15 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

4.2 Выбор и расчет фрикционной полумуфты

Для предохранения приводных устройств от повреждений при возникновении случайных перегрузок, превышающих расчетную нагрузку, применяют муфту, автоматически размыкающие приводную линию.

В передачах, испытывающих переменные нагрузки, следует устанавливать предохранительные муфты многократного действия: при критической нагрузке они должны срабатывать, а при снижении передаваемого момента до расчетной величины – автоматически включать передачу.

Диаметр входного конца вала барабана $d = 53 \text{ мм}$.

Расчетный вращающий момент на соединяемых валах:

$$T_{расч} = K \cdot T_{ном} = 1,3 \cdot 629,83 = 819 \text{ Нм};$$

где $T_{ном} = 629,83 \text{ Нм}$ – вращающий момент на соединяемых валах; $K = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации.

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Момент срабатывания таких муфт под действием критической нагрузки регулируют пружинами, создающими осевую силу F_a ; ее предельное значение определяют из условия, чтобы давление на диски не превышало допустимой величины $[p]$:

$$[F_a] \leq \frac{0,25 \cdot 3,14 \cdot (D_1^2 - D_2^2)}{4}; \quad (18)$$

где $[p] = 0,25$ МПа для несмазываемых муфт с асбестовыми обкладками на дисках; $D_n = (3,5 \dots 4) \cdot d = (3,5 \dots 4) \cdot 53 = 200$ мм – наружный диаметр кольцевой поверхности трения дисков; $D_b = (0,5 \dots 0,6) \cdot D_n = (0,5 \dots 0,6) \cdot 200 = 100$ мм – внутренний диаметр кольцевой поверхности трения дисков.

Максимальное осевое усилие определяется по формуле:

$$F_a = [p] \cdot \frac{\pi(D_n^2 - D_b^2)}{4} = 0,3 \cdot \frac{3,14 \cdot (200^2 - 100^2)}{4} = 7065 \text{ Н};$$

где $[p] = 0,3$ Мпа – допустимое давление для металлокерамического покрытия трущихся поверхностей.

Число пар трения определяется:

$$z \geq \frac{T_{np}}{T_{тр}};$$

где T_{np} – предельный момент; $T_{тр}$ – момент трения;

$$T_{np} = s \cdot T_p = 1,4 \cdot 819 = 1150 \text{ Нм}; \quad (19)$$

где $s = 1,25 \dots 1,5$ – коэффициент запаса сцепления.

Момент трения определяется:

$$T_{тр} = F_a \cdot f \cdot R_{np};$$

где R_{np} – приведенный радиус, равный:

$$R_{np} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_n^3 - D_b^3}{D_n^2 - D_b^2} = \frac{1}{3} \cdot \frac{200^3 - 100^3}{200^2 - 100^2} = 78 \text{ мм} = 0,078 \text{ м}; \quad (20)$$

где $f = 0,4$ – коэффициент трения.

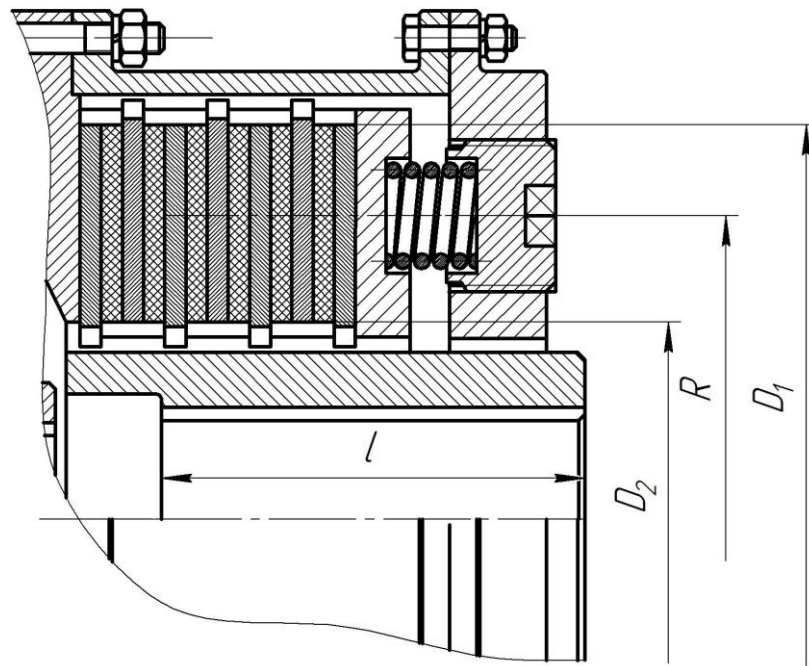


Рисунок 14 – Геометрические параметры фрикционной полушестерни
Отсюда момент трения равен:

$$T_{mp} = 7065 \cdot 0,4 \cdot 0,078 = 220,43 \text{ Нм}$$

А число пар трения равно:

$$\frac{T_{np}}{T_{mp}} = \frac{1150}{220,43} = 5,22 \leq z$$

Округляем до ближайшего четного числа, получаем $z = 6$.

Число наружных дисков тогда равно:

$$z_n = 0,5 \cdot z = 0,5 \cdot 6 = 3.$$

Число внутренних дисков:

$$z_g = z_n + 1 = 3 + 1 = 4.$$

4.3 Расчет шлицевого соединения

Внутренние шлицы принимаются по ГОСТ 1139-80 по диаметру $D_b = 100$ мм, назначается соединение $i \times d \times D \times b$, где i – число шлицев, d – внутренний диаметр, D – наружный диаметр, b – ширина шлица, и размер фаски f . Получилось $10 \times 102 \times 108 \times 16$ и фаска $f = 0,5 \text{ мм}$ [16]

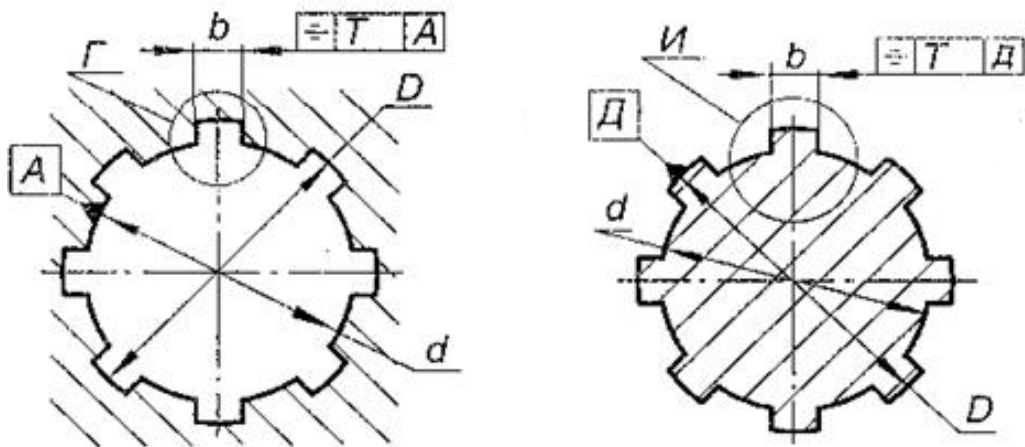


Рисунок 15 – Основные размеры шлицевых соединений по диаметрам D_H и D_B

Определим средний диаметр d_{cp} шлицев и высоту h его рабочей поверхности:

$$d_{cp} = \frac{D + d}{2} = \frac{108 + 102}{2} = 105 \text{ мм}$$

$$h = \frac{D - d}{2} - 2f = \frac{108 - 102}{2} - 2 \cdot 0,5 = 2 \text{ мм}$$

Определим суммарную толщину внутренних дисков:

$$\delta_{\Sigma \delta} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_p \cdot k_{pH}}{d_{cp} \cdot i \cdot h \cdot [\sigma]_{cm}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 819 \cdot 1,3}{105 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 90} = 11,27 \text{ мм} \quad (21)$$

При этом толщина одного диска будет равна:

$$\delta = \frac{\delta_{\Sigma}}{z_{\delta}} = \frac{11,27}{4} = 2,82 \text{ мм} \rightarrow \delta = 3 \text{ мм} \quad (22)$$

Внешние шлицы принимаются также по ГОСТ 1139-80 по диаметру D_H ,
соединение $10 \times 200 \times 206 \times 16$ [16]

$$d_{cp} = \frac{206 + 200}{2} = 203 \text{ мм};$$

$$h = \frac{206 - 200}{2} - 2 \cdot 0,5 = 2 \text{ мм}.$$

Толщина наружного диска равняется толщине внутреннего, $\delta = 3,0\text{мм}$

Суммарная толщина внешних дисков:

$$\delta_{\Sigma n} = \delta \cdot z_n = 3,0 \cdot 3 = 9,0\text{мм} \quad (23)$$

Проверим выполнение условия прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_p \cdot k_{pn}}{d_{cp} \cdot i \cdot h \cdot \delta_{\Sigma \epsilon}} \leq [\sigma]_{см} \quad (24)$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 819 \cdot 1,3}{203 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 9,0} = 58,28\text{МПа} \leq 90\text{МПа}$$

Условие выполняется.

4.4 Расчет пружины

Для расчета пружины используем максимальное осевое усилие, рассчитанное в пункте 3.2: $F_a = 7065\text{Н}$. Примем величину осадки $\lambda = 17\text{мм}$ и количество пружин $n = 8$. Тогда сила, приходящаяся на одну пружину:

$$F = \frac{F_a}{n} = \frac{7065}{8} = 883\text{Н}.$$

Индекс пружины примем $C = 5$, тогда коэффициент кривизны витка:

$$k = \frac{4C + 2}{4C - 3} = \frac{4 \cdot 5 + 2}{4 \cdot 5 - 3} = \frac{22}{17} = 1,29$$

Допускаемое напряжение на кручение для пружинной стали 60С2А[26]:

$$[\tau]_K = 0,5 \cdot \sigma_B = 0,5 \cdot 1570 = 785\text{МПа}$$

где $\sigma_B = 1570\text{МПа}$ – предел прочности при растяжении.

Определим диаметр проволоки:

$$d = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot F \cdot C}{[\tau]_K}} = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{1,29 \cdot 883 \cdot 5}{785}} = 4,3\text{мм}. \quad (25)$$

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

Выбираем для пружин стальную углеродистую проволоку II класса по ГОСТ 9389-75[3]. Принимаем $d = 4,5$ мм – диаметр проволоки.

Определим диаметр пружины:

$$D = d \cdot C = 4,5 \cdot 5 = 22,5 \text{ мм}.$$

Число рабочих витков:

$$z = \frac{\lambda \cdot G \cdot d}{8 \cdot F \cdot C^3} = \frac{17 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 4,5}{8 \cdot 883 \cdot 5^3} = 6,93;$$

где $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига для пружинной стали.

Полученное значение округляем до ближайшего целого $z = 7$.

Число полных витков:

$$z_0 = z + (1,5 \dots 2) = 7 + 2 = 9.$$

Определим длину пружины, сжатой до соприкосновения витков:

$$H_1 = (z_0 - 0,5) \cdot d = (9 - 0,5) \cdot 4,5 = 38,25 \text{ мм}$$

Зазор между витками пружины:

$$s = 0,1 \cdot d = 0,1 \cdot 4,5 = 0,45 \text{ мм}$$

Регулировочный ход пружины:

$$\lambda_p = z \cdot s = 7 \cdot 0,45 = 3,15 \text{ мм}$$

Полный ход пружины до соприкосновения витков:

$$\lambda_1 = \lambda + \lambda_p = 17 + 3,15 = 20,15 \text{ мм}$$

Определим длину пружины в свободном состоянии:

$$H_0 = H_1 + \lambda_1 = 38,25 + 20,15 = 58,4 \text{ мм}$$

Наружный и внутренний диаметры пружины:

$$D_1 = D + d = 22,5 + 4,5 = 27 \text{ мм}$$

$$D_2 = D - d = 22,5 - 4,5 = 18 \text{ мм}$$

Определим шаг пружины в свободном состоянии:

$$t = d + \frac{\lambda}{z} + s = 4,5 + \frac{17}{7} + 0,45 = 7,38 \text{ мм}. \quad (26)$$

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

Найдем отношение: $\frac{H_0}{D} = \frac{58,4}{22,5} = 2,6$.

Так как условие $H_0/D \leq 2,6$ выполнено, то проверка пружины на устойчивость не требуется.

Сила, сжимающая пружину до соприкосновения витков:

$$F_1 = F \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda} = 883 \cdot \frac{20,15}{17} = 1047 \text{ Н} \quad (27)$$

Определим максимальное фактическое напряжение в витках пружины:

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot k \cdot F_1 \cdot D}{\pi \cdot d^3};$$

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot 1,29 \cdot 1047 \cdot 22,5}{3,14 \cdot 4,5^3} = 850 \text{ МПа}.$$

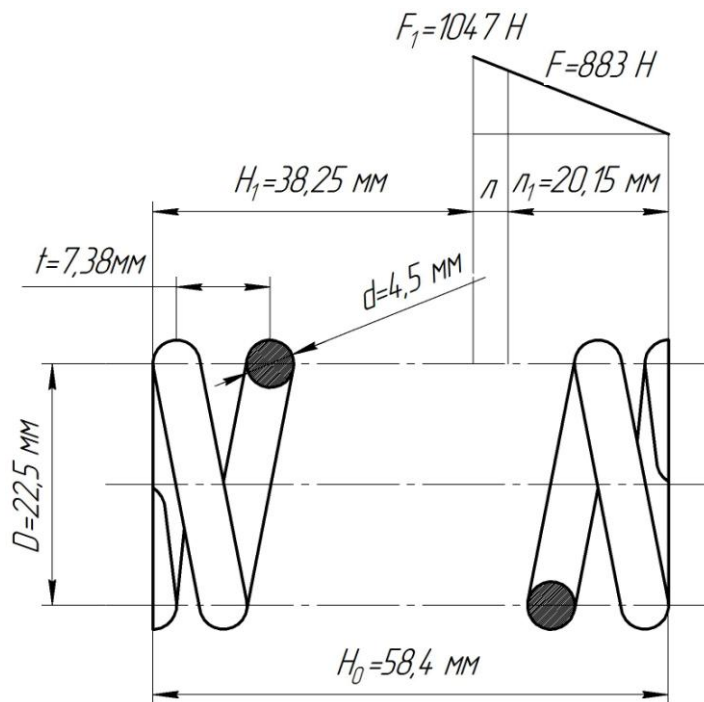


Рисунок 16 – Характеристика пружины

Вывод: выбрали и рассчитали зубчатую муфту, фрикционную полумуфту, шлицевое соединение и пружину.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ

Лист

34

5 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА

5.1 Проектный расчет вала

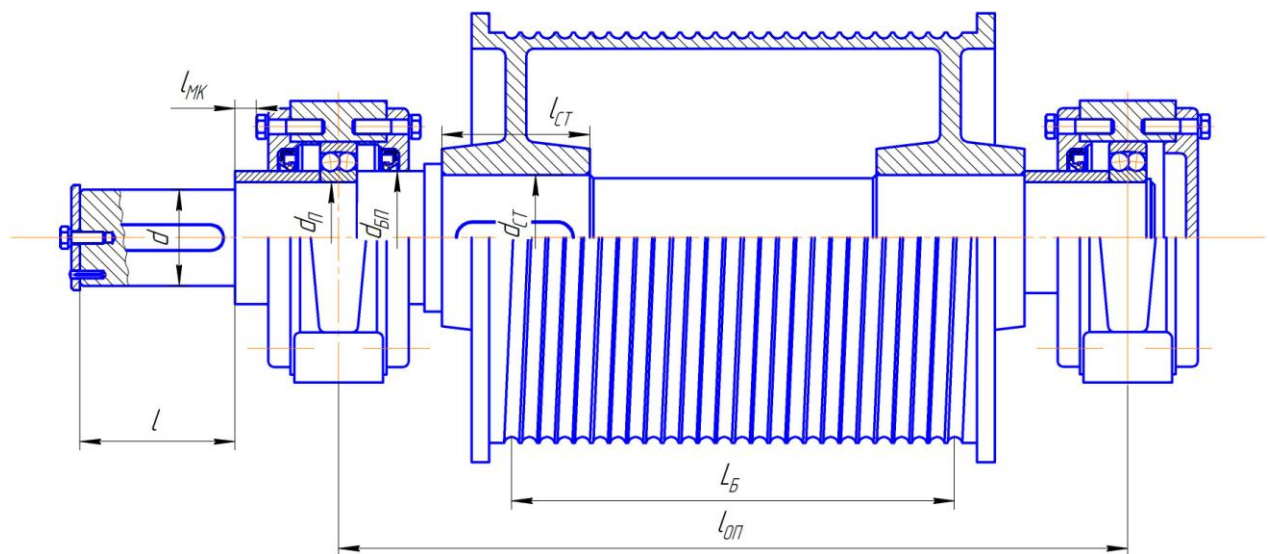


Рисунок 17 – Компонировочная схема тягового барабана

Определим диаметр выходного конца вала d , мм:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{611,06 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 53,46 \text{ мм};$$

где $T = 611,06 \cdot 10^3$ Нмм – вращающий момент на валу барабана; $[\tau] = 20$ МПа – допустимое напряжение на кручение.

Округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 6636-69
 $d = 53 \text{ мм}$. [4]

Диаметр цапф вала в местах установки подшипников d_n :

$$d_n \geq d + 2 \cdot t = 53 + 2 \cdot 3,0 = 59 \text{ мм};$$

где $t = 3,0$ – высота бурта подшипника.

Примем $d_n = 60$ мм.

Диаметр упорного бурта подшипника $d_{БП}$, мм:

$$d_{БП} \geq d_n + 3 \cdot r;$$

где $r = 3,0$ – величина радиуса фаски кольца подшипника;

$$d_{БП} \geq d_n + 3 \cdot r = 60 + 3 \cdot 3,0 = 69 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения по ГОСТ 6636-69 $d_{БП} = 71\text{мм}$.

Диаметр вала под ступицу барабана, $d_{ст}$, мм :

$$d_{ст} = d_{БП} = 71\text{мм}.$$

Диаметр буртика ступицы барабана $d_{БК}$, мм:

$$d_{БК} \geq d_{ст} + 3 \cdot f = 71 + 3 \cdot 2,0 = 77\text{мм}.$$

Примем $d_{БК}$ по ГОСТ 6636-69 $d_{БК} = 80\text{мм}$.

Остальные размеры вала принимаем из проектного вычерчивания.

5.2 Подбор подшипников и шпоночных соединений

В опорах вала барабана из-за невозможности точной взаимной установки корпусов подшипников применяем самоустанавливающиеся двухрядные сферические шариковые подшипники качения (рисунок 18). Подшипники фиксируют вал в осевом направлении в обе стороны; благодаря сферической дорожке на внутренней поверхности наружного кольца подшипники самоустанавливаются, допускают перекосы ($2-3^\circ$) осей вала и отверстия корпуса. Они воспринимают радиальные и небольшие осевые нагрузки.

Вал фиксируется в осевом направлении в одной опоре, а другая опора выполняется плавающей.

Для исполнительного органа подбираем шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники по внутреннему диаметру $d = 60$ мм по ГОСТ 28428-90.[5]

Основные размеры и грузоподъемность подшипника указаны в таблице 4.

Таблица 4 – Параметры подшипника 1213 по ГОСТ 28428-90

Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
d	D	B	r	C_r	C_{0r}
60	110	22	2,5	30	16

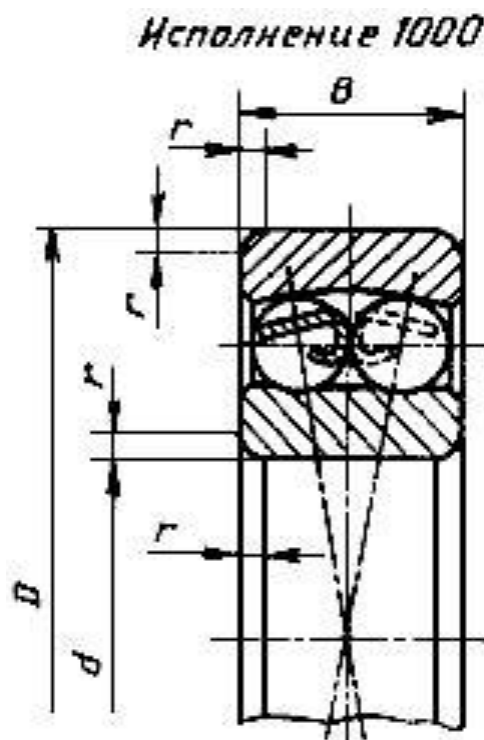


Рисунок 18 – Подшипник шариковый радиальный сферический двухрядный

5.3 Выбор опор вала

Опоры размещены в разных корпусах, поэтому неизбежны погрешности изготовления деталей и сборки, которые приводят к перекосу и смещению осей посадочных отверстий корпусов подшипников относительно друг друга. Поэтому, для обеспечения хорошей собираемости зафиксируем одну опору, которая расположена рядом с цилиндрическим колесом, а вторую опору сделаем плавающей, т.е. по обоим торцам наружного кольца оставим зазоры 3...4 мм.

5.4 Выбор корпуса для подшипника качения

Корпуса предназначены для применения в оборудовании с отдельной установкой опор валов. Зная диаметр внешнего кольца подшипника D , выберем стандартный корпус ШМ 110 по ГОСТ 13218.1-80 (рисунок 19, таблица 5).[6]

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ

Лист

37

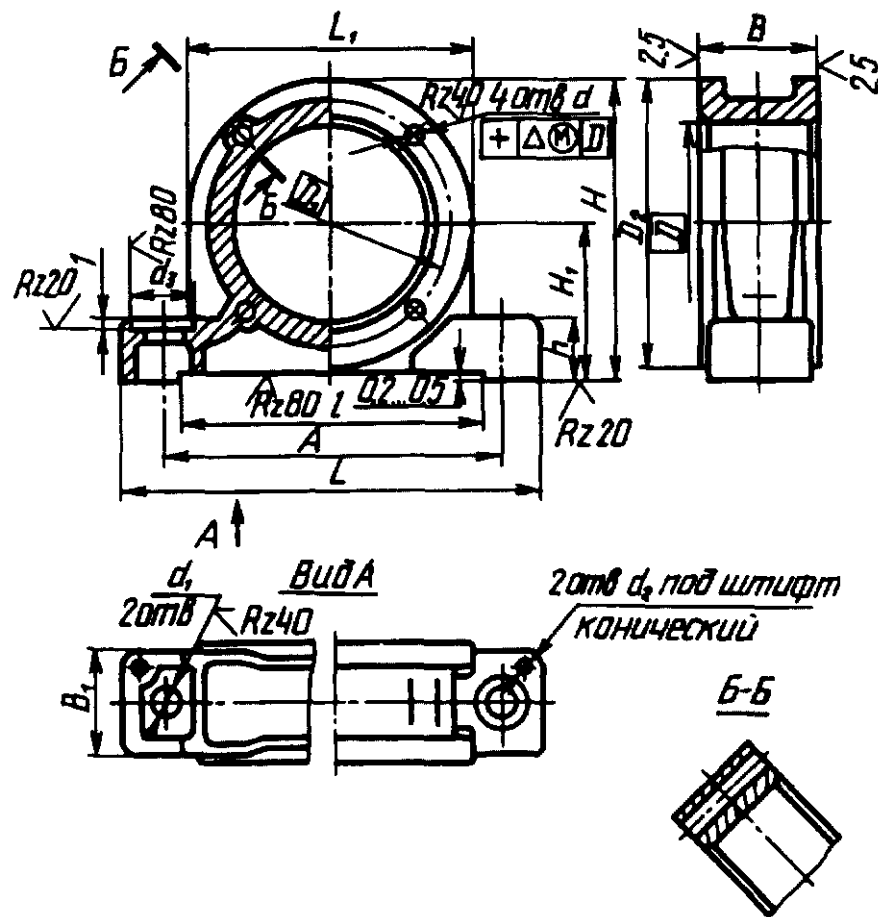


Рисунок 19 – Корпус ШМ 110 ГОСТ 13218.1-80

Таблица 5 – Основные размеры корпуса ШМ-110

D, мм	D ₁ , мм	d, мм	d ₁ , мм	d ₂ , мм	d ₃ , мм	A, мм	B, мм	B ₁ , мм	L, мм	L ₁ , мм	l, мм	H, мм	H ₁ , мм	h, мм
110	130	11	17	8	32	180	55	52	225	155	164	157,5	80	28

5.5 Выбор крышки к корпусу для подшипника качения

Торцевые крышки предназначены для герметизации подшипников качения, осевой фиксации подшипников и восприятия осевых нагрузок.

Для выбранного корпуса выберем крышку торцевую с отверстием для манжетного уплотнения. Зная диаметр внешнего кольца подшипника D , и D_1 у корпуса подшипника выберем крышку 11–110×71 ГОСТ 18512-73.[7] Эскиз торцевой крышки с отверстием под манжетные уплотнения изображён на рисунке 20, основные размеры приведены в таблице 6.

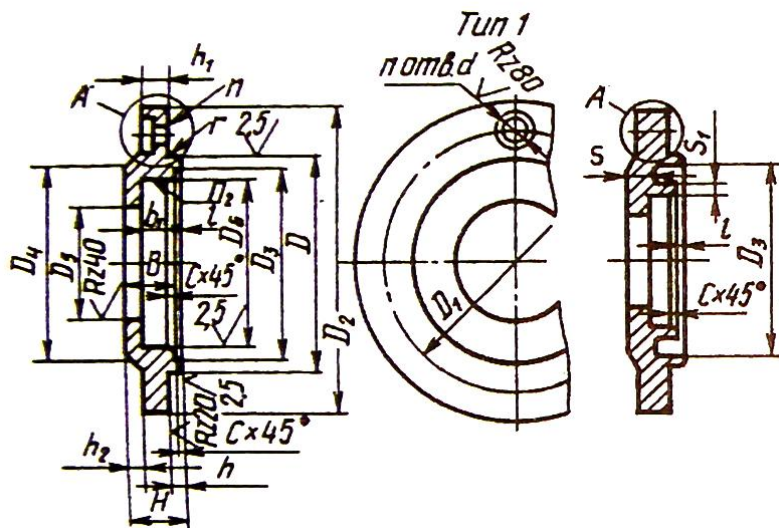


Рисунок 20 – Крышка 11–110×71 ГОСТ 18512-73

Таблица 6 – Параметры крышки 11–110×71 ГОСТ 18512-73

D , мм	D_1 , мм	D_2 , мм	D_3 , мм	D_4 , мм	D_5 , мм	D_6 , мм	h_1 , мм	H , мм
110	130	155	95	71	18	13	15	23

Эскиз глухой крышки изображён на рисунке 21, основные размеры приведены в таблице 7.[8]

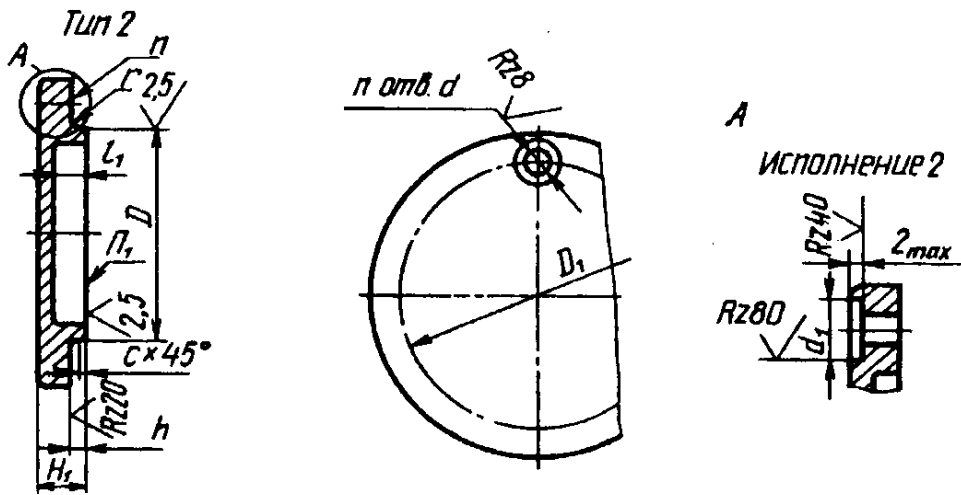


Рисунок 21 – Крышка 22–110 ГОСТ 18511-73

Таблица 7 – Параметры крышки 22–110 ГОСТ 18511-73

D, мм	D ₁ , мм	D ₂ , мм	D ₅ , мм	D ₆ , мм	h ₁ , мм	H, мм
110	130	155	18	13	15	23

5.6 Выбор манжетного уплотнения

Резиновые армированные однокромочные манжеты с пружиной предназначены для уплотнения валов. Манжету устанавливают в крышку подшипника таким образом, чтобы браслетная пружина была обращена вовнутрь корпуса. На рисунке 22 приведена манжета 1.1-71×95-1 ГОСТ 8752-79.[9]

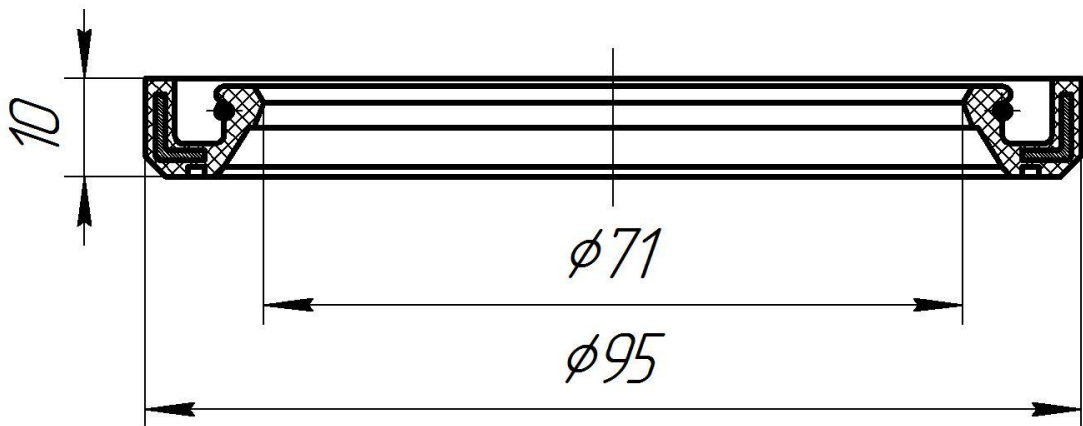


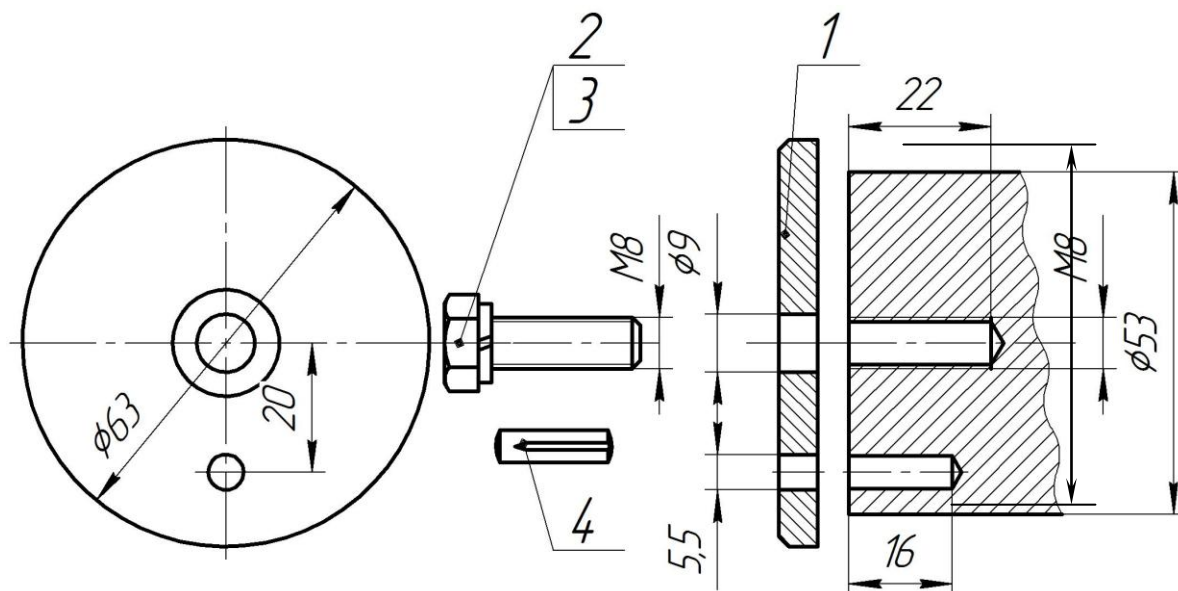
Рисунок 22 – Манжета 1.1-71×95-1 ГОСТ 8752-79

5.7 Выбор шайб

Для конца вала, на котором находится полумуфта, выберем шайбу 7019-0634 ГОСТ 14734-69, штифт 5×18 ГОСТ 12850.1-93, болт М8-6g×25

ГОСТ 7805-70. [10, 11, 12]

Приведем ниже на рисунке 22.



1 – шайба 7019-0634 ГОСТ 14734-69; 2 – болт М8-25 ГОСТ 7805-70; 3 – шайба 8Н ГОСТ 6402-70; 4 – штифт 5×18 ГОСТ 12850.1-93.

Рисунок 22 – Шайба концевая

5.8 Проверочный расчет вала на статическую прочность по эквивалентному моменту при кратковременных перегрузках

Составляем расчетную схему.

Необходимые размеры l_1 , l_2 , l_3 , l_4 :

$$l_1 = 120 \text{ мм};$$

$$l_2 = 165 \text{ мм};$$

$$l_3 = 340 \text{ мм};$$

$$l_4 = 165 \text{ мм}.$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ

Лист

41

Определим силы, действующие на барабан:

$F_T = 3500 \text{ Н}$ – сила тяги троса;

так как барабан имеет две точки опоры на валу, то будет две реакции, действующие в одном направлении, $F_T/2 = 1750 \text{ Н}$.

Сила, действующая на валы от предохранительной муфты:

$$F_M = 250 \cdot \sqrt{T} = 250 \cdot \sqrt{611,06} = 6180 \text{ Н}.$$

Найдем реакции опор в подшипниках из уравнений моментов и суммы проекций сил на оси координат (вал находится в равновесии):

Реакции опор в плоскости YZ:

$$\sum M_A = -F_M \cdot l_1 - \frac{F_T}{2} \cdot l_2 - \frac{F_T}{2} \cdot (l_3 + l_2) + R_{By} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{6180 \cdot 0,120 + 1750 \cdot 0,165 + 1750 \cdot (0,165 + 0,340)}{0,165 + 0,340 + 0,165} = 2857 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = \frac{F_T}{2} \cdot l_4 + \frac{F_T}{2} \cdot (l_3 + l_4) - R_{Ay} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) - F_M \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{1750 \cdot 0,165 + 1750 \cdot (0,340 + 0,165) - 6180 \cdot (0,120 + 0,165 + 0,340 + 0,165)}{0,165 + 0,340 + 0,165} = -5537 \text{ Н}$$

Максимальное эквивалентное напряжение в опасном сечении.

Найдем значение момента в опасном сечении посадки левой ступицы барабана на вал:

$$M_{\max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{0^2 + 848^2} = 848 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Расчет на статическую прочность будем вести по теории максимальных касательных напряжений:

$$\sigma_{\vartheta} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2}.$$

Найдем $\sigma_{из}$:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{\max} \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = \frac{848 \cdot 1000}{0,1 \cdot 71^3} = 23,69 \text{ МПа}. \quad (28)$$

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

Предполагая, что крутящий момент распределен по валу равномерно, примем $T_{кр} = 611,06 \text{ Н}\cdot\text{м}$, отсюда найдем касательные напряжения $\tau_{кр}$:

$$\tau_{кр} = \frac{T_{кр} \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} = \frac{611,06 \cdot 1000}{0,2 \cdot 71^3} = 8,54 \text{ МПа}. \quad (29)$$

Зная $\sigma_{из}$ и $\tau_{кр}$, найдем эквивалентное напряжение σ_3 :

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2} = \sqrt{23,69^2 + 4 \cdot 8,54^2} = 29,2 \text{ МПа}. \quad (30)$$

Вычислим допускаемые напряжения $[\sigma]$,

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{[n] \cdot K_n} = \frac{450}{2 \cdot 2} = 112,5 \text{ МПа};$$

где $[n] = 2$ – запас прочности; $K_n = 2$ – эксплуатационный коэффициент; $\sigma_T = 450 \text{ МПа}$ – предел текучести материала Сталь 45.[13]

Сравним:

$$\sigma_3 = 29,2 \text{ МПа} < [\sigma] = 112,5 \text{ МПа}.$$

Допустимые напряжения больше эквивалентных, неравенство соблюдается, соответственно, вал достаточно прочен.

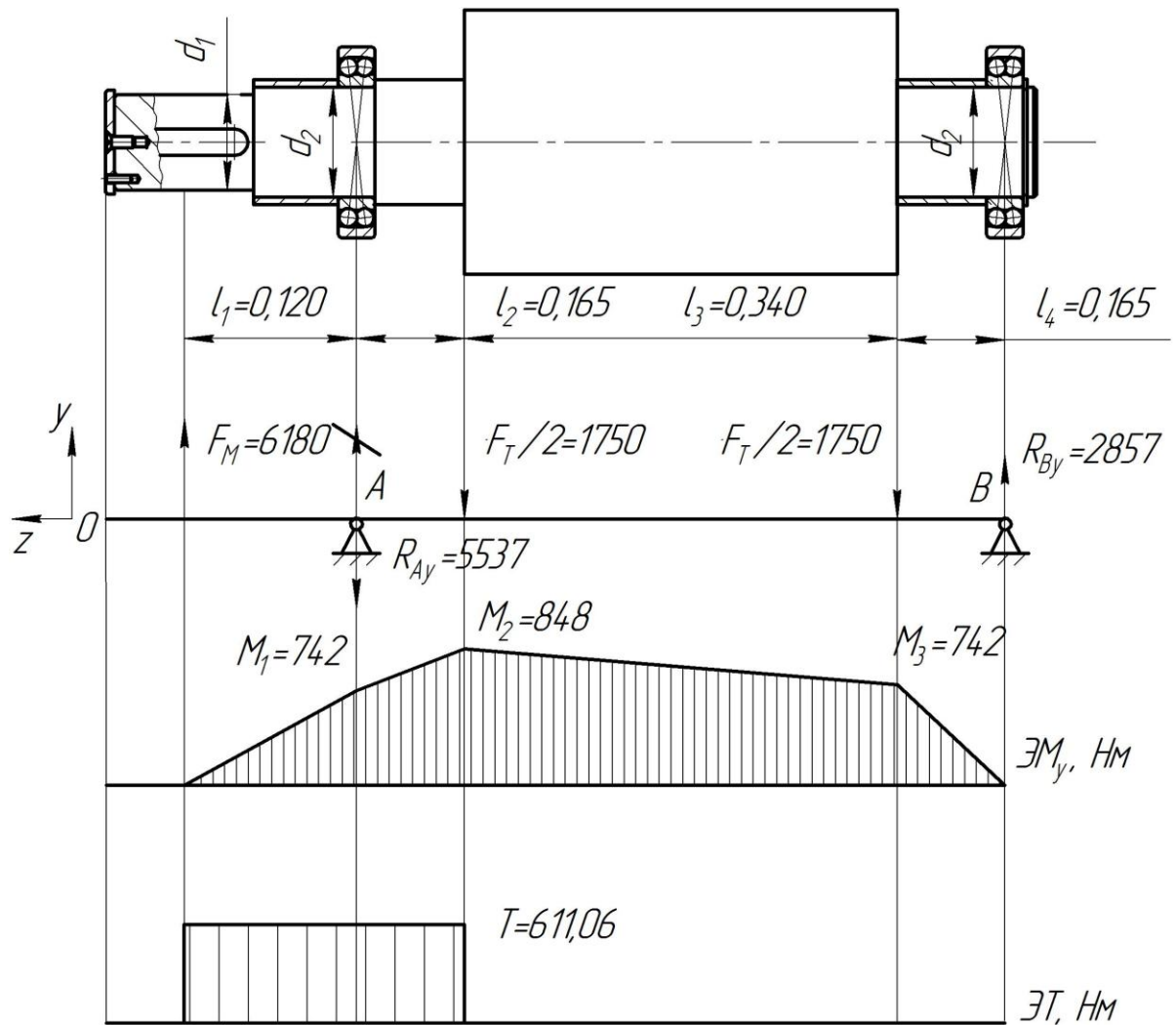


Рисунок 24 – Расчетная схема вала исполнительного органа

$$M_1 = F_M \cdot l_1 = 6180 \cdot 0,120 = 742 \text{ Нм};$$

$$M_2 = F_M \cdot (l_1 + l_2) - R_{Ay} \cdot l_2 = 6180 \cdot (0,120 + 0,165) - 5537 \cdot 0,165 = 848 \text{ Нм};$$

$$M_3 = R_{By} \cdot l_4 = 2857 \cdot 0,165 = 472 \text{ Нм}.$$

5.9 Расчет вала на сопротивление усталости

Опасное сечение вала – это место посадки левой ступицы барабана на вал. Проведем расчет эквивалентного напряжения. Изгибные напряжения найдем по формуле:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{\max} \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = \frac{848 \cdot 1000}{0,1 \cdot 71^3} = 23,69 \text{ МПа}. \quad (31)$$

Касательные напряжения найдем из выражения:

$$\tau_{кр} = \frac{T_{кр} \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} = \frac{611,06 \cdot 1000}{0,2 \cdot 71^3} = 8,54 \text{ МПа}. \quad (32)$$

Эквивалентные напряжения находятся по четвертой гипотезе пластичности:

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} = \sqrt{23,69^2 + 3 \cdot 8,54^2} = 27,93 \text{ МПа} \quad (33)$$

Если выполняется условие:

$$\sigma_{y\hat{a}} = 27,93 \text{ МПа} \leq \frac{\varepsilon \cdot \sigma_{-1}}{\hat{E}_\sigma \cdot [s]} = \frac{0,77 \cdot 380}{1,85 \cdot 1,5} = 105,44 \text{ МПа} \quad ;$$

то расчет на сопротивление усталости не проводится;

где $\varepsilon = 0,77$ – масштабный коэффициент, для углеродистой стали с диаметром вала $d = 71$ мм;

$\sigma_{-1} = 380$ МПа – предел выносливости материала при изгибе с симметричным циклом изменения напряжений;

$K_\sigma = 1,85$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении;

$[s] = 1,5$ – коэффициент запаса усталости.

Условие выполняется, следовательно, расчет на сопротивление усталости не производится.

5.10 Расчет вала на ограничение пластических деформаций

При пуске валы могут испытывать кратковременные перегрузки (пиковые нагрузки). Число таких нагружений обычно невелико. По пиковым нагрузкам вал проверяют на ограничение малых пластических деформаций по формуле:

$$s_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{экр}} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2}} \geq [s_T]$$

где s_T - коэффициент запаса прочности относительно предела текучести;

$[s_T] = 1,3 \dots 1,8$ – требуемый коэффициент запаса прочности относительно предела текучести;

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

$\sigma_T = 650$ МПа – предел текучести для стали;

σ_{\max} и τ_{\max} – наибольшие нормальные и касательные напряжения, возникающие при пиковых нагрузках, которые рассчитываются по формулам:

$$\sigma_{\max} = \frac{M \cdot 10^3 \cdot K_{II}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{848 \cdot 1000 \cdot 1,5}{0,1 \cdot 71^3} = 35,54 \text{ МПа}; \quad (34)$$

$$\tau_{\max} = \frac{T_{кр} \cdot 10^3 \cdot K_{II}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{611,06 \cdot 1000 \cdot 1,5}{0,2 \cdot 71^3} = 12,8 \text{ МПа}; \quad (35)$$

где М и Т – изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении;

$K_{II} = 1,3 \dots 1,5$ – при установке в приводе предохранительной муфты.

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3 \cdot \tau_{\max}^2} = \sqrt{35,54^2 + 3 \cdot 12,8^2} = 41,89 \text{ МПа}. \quad (36)$$

$$s_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экр}}} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3 \cdot \tau_{\max}^2}} = \frac{650}{41,89} = 15,52 \geq [s_T] = 1,3 \dots 1,8. \quad (37)$$

Условие выполняется.

5.11 Выбор и проверочный расчет шпонок

Для посадки полумуфты на вал выберем шпонку 16×10×70 ГОСТ 23360-78 (рисунок 25), для посадки ступицы барабана на вал – шпонку 16×10×110 ГОСТ 23360-78.[14]

Условие работоспособности шпонки:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot k} \leq [\sigma_{\text{см}}];$$

где Т = 611,06 Нм – передаваемый момент.

Шпонка для посадки полумуфты на вал диаметром d = 53 мм:

$l_p = 54$ мм – рабочая длина шпонки;

k – глубина врезания шпонки:

$$k = h - t_1 = 10 - 6,0 = 4,0 \text{ мм};$$

$[\sigma_{\text{см}}] = 150$ МПа – допускаемое напряжение смятия;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 611,06}{53 \cdot 54 \cdot 4,0} = 109,75 \text{ МПа} \leq 150 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

Шпонка для посадки ступицы барабана на вал диаметром $d = 71$ мм:

$l_p = 94$ мм – рабочая длина шпонки;

k – глубина врезания шпонки:

$$k = h - t_1 = 10 - 6,0 = 4,0 \text{ мм};$$

$[\sigma_{\text{см}}] = 150$ МПа – допускаемое напряжение смятия;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 611,06}{71 \cdot 94 \cdot 4,0} = 45,78 \text{ МПа} \leq 150 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

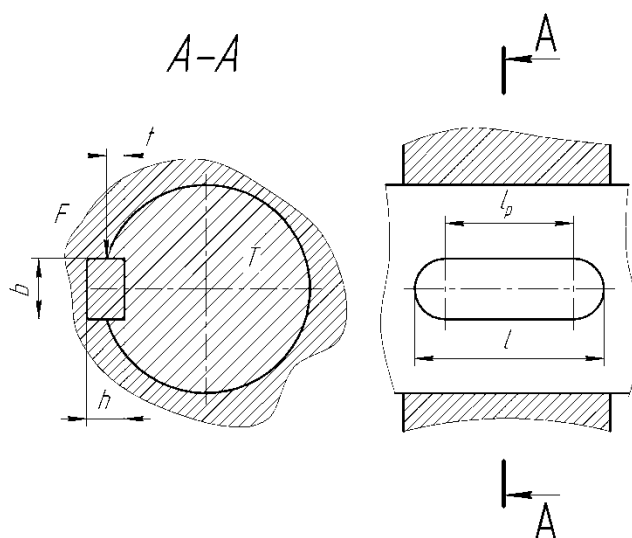


Рисунок 25 – Эскиз соединения призматической шпонкой

Таблица 8 – Размеры шпонки 16×10×70 ГОСТ 23360-78, мм

l	b	h	k	l_p	R
70	16	10	4,0	54	8

Таблица 9 – Размеры шпонки 16×10×110 ГОСТ 23360-78, мм

l	b	h	k	l_p	R
110	16	10	4,0	94	8

5.12 Проверка ресурса подшипника

Для того чтобы дать заключение годности выбранного подшипника проведем проверку на заданный ресурс и надежность.

Возьмем максимальную радиальную силу, действующую на подшипник из предыдущего расчета (а именно $R_A = 5537$ Н) и рассчитаем эквивалентную динамическую нагрузку:

$$P_r = R_A \cdot V \cdot K_B \cdot K_T = 5537 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1 = 6091 \text{ Н};$$

где $V = 1$ – коэффициент вращения кольца;

$K_B = 1,0 \dots 1,1$ – коэффициент безопасности;

$K_T = 1$ температурный коэффициент;

$R_A = 5537$ Н – радиальная нагрузка на подшипник.

По найденной эквивалентной динамической нагрузке определим скорректированный по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс подшипника:

$$L_{sah} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{30000}{6091} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 21,86} = 91000 \text{ ч};$$

где $C_r = 30000$ Н – базовая динамическая грузоподъемность подшипника;

$P_r = 4793$ Н – эквивалентная динамическая нагрузка;

$k = 3$ – показатель степени для шариковых подшипников;

$n = 21,86$ мин⁻¹ – частота вращения кольца, равная частоте вращения вала.

Сравним полученный результат с заданным ресурсом всего механизма ($L_{прив.} = 10000$ ч):

$$L_{sah} = 91000 \text{ ч} > L_{прив} = 10000 \text{ ч}.$$

Неравенство соблюдается, значит, подшипник нам подходит.

Вывод: подобрали подшипник шариковый радиальный сферический двухрядный, выбрали корпус ШМ 110, крышку торцовую с отверстием для манжетного уплотнения, резиновую армированную однокромочную манжету с пружиной и шайбу.

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе были разработаны муфта зубчатая фрикционная, тяговый барабан, привод тяговой лебедки.

Были выбраны согласно заданным параметрам и кинематическому расчету электродвигатель, коническо - цилиндрический двухступенчатый редуктор. Спроектированы и проверены на пригодность шпоночные соединения, подшипники; рассчитана на ЭВМ открытая ременная передача, разработаны рабочие чертежи вала барабана и зубчатой втулки.

Электродвигатель был выбран исходя из потребной мощности и условий работы привода.

Шпоночные соединения были проверены на смятие. Пригодность подшипников была оценена по расчетному ресурсу.

Произведен расчет вала на статическую прочность по эквивалентному моменту при кратковременных перегрузках, на статическую прочность, на сопротивление усталости, на ограничение пластических деформаций.

По результатам проведенных расчетов был спроектирован привод тяговой лебедки.

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 ГОСТ 8752–79. Манжеты резиновые армированные для валов – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 39 с
- 2 ГОСТ 14734–69. Шайбы концевые. Конструкция и размеры – М.: Изд-во стандартов, 1970. – 6 с
- 3 ГОСТ 12850.1–93. Штифты цилиндрические насеченные с насечками на всей длине и направляющим концом – М.: Изд-во стандартов, 1995. – 11 с
- 4 ГОСТ 7808–70. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А – М.: Изд-во стандартов, 1972. – 7 с
- 5 ГОСТ 6402–70. Шайбы пружинные – М.: Изд-во стандартов, 1972. – 7 с
- 6 ГОСТ 1050. Металлопродукция из нелегированных конструкционных качественных и специальных сталей – М.: Изд-во стандартов, 2013. – 35 с
- 7 ГОСТ 23360–78. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 12 с
- 8 ГОСТ Р 50891–96. Редукторы общемашиностроительного применения – М.: Изд-во стандартов, 1996. – 28 с
- 9 ГОСТ 8338-75. Подшипники шариковые радиальные однорядные – М.: Изд-во стандартов, 1976. – 12 с
- 10 ГОСТ 1284.3-96. Ремни приводные клиновые нормальных сечений – М.: Изд-во стандартов, 1998. – 65 с
- 11 ГОСТ 20889-88. Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений– М.: Изд-во стандартов, 1989. – 17 с
- 12 ГОСТ 1139–80. Соединения шлицевые прямобочные – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 11 с
- 13 ГОСТ 9389–75. Проволока стальная углеродистая пружинная– М.: Изд-во стандартов, 2002. – 12 с
- 14 ГОСТ 6636–69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры– М.: Изд-во стандартов, 1970. – 7 с

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

- 15 ГОСТ 28428–90. Подшипники радиальные шариковые сферические двухрядные – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 11 с
- 16 ГОСТ 13218.7–80. Корпуса типа ОБ подшипников качения диаметром от 85 до 150 мм – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 4 с 26 ГОСТ 52857.1. – М.: Изд-во стандартов, 2007. – 19 с
- 17 Анурьев, В.И. Справочник конструктора- машиностроителя: В 3т. Т.1- 3-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестяковой. – М.: Машиностроение. 2001. – 739 с.
- 18 Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для технических специальностей вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 5-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1998. – 447 с.
- 19 Землянский, Ю.М. Конструкция и расчет исполнительного механизма привода: учебное пособие /Ю.М. Землянский. – Издательский центр ЮУрГУ, 2014. – 61 с.
- 20 Преображенский, М.А. Средства малой механизации для погрузочно-разгрузочных и транспортных работ, 1959. – 211с.
- 21 Базанов, А. Ф. Подъемно-транспортные машины, 1969. – 270с.
- 22 Анурьев, В.И. Справочник конструктора- машиностроителя: В Т.3- 4-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестяковой. – М.: Машиностроение. 2001. – 540 с.
- 23 Анурьев, В.И. Справочник конструктора- машиностроителя: В 3т. Т.3- 3-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестяковой. – М.: Машиностроение. 2001. – 372 с.
- 24 Анурьев, В.И. Справочник конструктора- машиностроителя: В 3т. Т.3- 3-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестяковой. – М.: Машиностроение. 2001. – 522 с.
- 25 http://nppbeta.ru/catalog/1-lebedki_montazhnye/

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

					23.03.02.2018.020.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52