

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)»  
Институт «Политехнический»  
Факультет «Автотранспортный»  
Кафедра «Колёсных и гусеничных машин»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой,  
к.т.н., профессор  
\_\_\_\_\_/В.Н. Бондарь/  
\_\_\_\_\_ 2019 г.

Проект привода цепного конвейера для авторемонтного производства с тяговым  
усилием 8000Н и скоростью транспортировки 0,25 м/с

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ – 23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ ВКР

Руководитель работы  
к.т.н., доцент  
\_\_\_\_\_/В.И. Дуюн/  
\_\_\_\_\_ 2019 г.

Автор работы  
студент группы П-405  
\_\_\_\_\_/А.А.Сидоров/  
\_\_\_\_\_ 2019 г.

Нормоконтролер,  
к.т.н., доцент  
\_\_\_\_\_/В.И. Дуюн /  
\_\_\_\_\_ 2019 г.

## АННОТАЦИЯ

Сидоров А.А. Проект привода цепного конвейера для авторемонтного производства с тяговым усилием 8000Н и скоростью транспортировки 0,25 м/с – Челябинск: ЮУрГУ, ПИ; 2019, 85с., 17ил., 7 табл., библиогр. список – 12 наим., 4 л. чертежей ф. А1.\

Целью выпускной квалификационной работы является проектирование привода цепного конвейера, необходимого в технологическом прогрессе для авторемонтного производства. Задачи, поставленные в выпускной квалификационной работы:

- обзор и анализ существующих конструкций.
- проектирование редуктора и разработка чертежей.
- компоновка исполнительного механизма.
- расчет фрикционной муфты и разработка чертежей.

					<b>23.03.02.2019.016.00.00.00ПЗ</b>			
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Сидоров А.А.			Проект привода цепного конвейера для авторемонтного производства с тяговым усилием 8000Н и скоростью транспортировки 0,25 м/с	Литера	Лист	Листов
Проверил		Дуюн В.И.				В   К   Р	3	85
Н. Контр.		Дуюн В.И.				<b>ЮУрГУ Кафедра «КГМ»</b>		
Утв.		Бондарь В.Н.						

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1 АНАЛИТИЧЕСКАЯ РАЗДЕЛ.....	6
2 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ.....	9
2.1 Расчет параметров привода.....	9
2.2 Выбор редуктора .....	13
2.4 Расчет цепной передачи .....	65
2.5 Проектирование исполнительного органа .....	69
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	83
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	84

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## ВВЕДЕНИЕ

Целью выпускной квалификационной работы является проектирование привода цепного конвейера для авторемонтного производства на основании комплексного технического задания. Привод включает в себя электродвигатель, упругую компенсирующую муфту, цилиндрический двухступенчатый редуктор, фрикционную муфту, открытую передачу цепную, приводные звездочки.

Редуктора и открытые передачи используются для понижения угловой скорости и повышения вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим. Цилиндрический двухступенчатый редуктор включает в себя быстроходную и тихоходную передачи редуктора. Передача состоит из двух колес, меньшее из которых 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.

Исполнительные механизмы обычно устанавливаются в конце привода, и содержат рабочий орган, вал и подшипниковые узлы. Рабочим органом цепного конвейера служат звездочки. В цепных конвейерах тяговым элементом являются цепи, движение которых осуществляется за счет приводных звездочек.

Высокопроизводительная работа современного предприятия невозможна без правильно организованных и надежно работающих средств промышленного транспорта.

Актуальность темы выпускной квалификационной работы заключается в том, что в масштабном производстве и малых предприятиях развитие цепных конвейеров в РФ приобретает необходимую значимость.

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1 АНАЛИТИЧЕСКАЯ РАЗДЕЛ

В производстве и на предприятиях разного профиля нередко стало использование цепного конвейера. Данные конвейеры предназначены для транспортировки больших, тяжелых грузов, для грузов обладающих высоким температурным уровнем. Стационарный цепной конвейер позволяет производить с транспортируемым объектом различные технологические операции, например, производить сборку узлов, агрегатов, механизмов. Передвижные конструкции широко применяются в сельском хозяйстве для перевалки зерна, удобрений, других сыпучих материалов.

Цепные конвейеры, способны транспортировать грузы с высокой температурой, тяжёлые грузы, и у них больше производительность. Однако они более громоздки, тяжелее, дороже, и у них выше стоимость эксплуатации. Конвейерные цепи содержат большие количества пар трения, что требует их регулярной смазки.

Производительность данного вида конвейеров достаточно большая в сравнении например с конвейером ленточного типа. При всей их громоздкости, они, тем не менее, выполняют свою работу на достаточно высоком качественном уровне, поэтому, даже не смотря на их дороговизну и уход, который им необходим, цепные конвейеры зарекомендовали себя как достаточно стабильно работающие и износостойкие агрегаты. Наиболее широко распространено применение цепных конвейеров в автомобильной промышленности, где детали для автомобилей подаются именно на конвейерах данного типа.

Основным в работе данного конвейера является то, что усилие здесь создается посредством цепи, их может быть две или одна. Конвейер сконструирован таким образом, что позволяет выполнять загрузку, перемещение, сразу по двум веткам и последующую отгрузку перемещаемого материала. Цепной конвейер имеет вид этакого короба, внутри которого размещена перегородка.

Сконструирован цепной конвейер из узлов типового вида. В конструкции кон-

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

вейера имеются три секции, проводная, секция для натяжения и секция промежуточная. Рабочим органом конвейера является цепь, которая оснащается специальным скребком. Цепи, в зависимости от модификации конвейера могут быть кованными, либо состоять из круглых звеньев. Цепь может изгибаться в любом направлении, поэтому конфигурация конвейера может быть выбрана исходя из потребностей производства.

Для транспортеров, работающих в горячих цехах, применяются специальные марки сталей, электрооборудование, редуктор и подшипники валов также должны быть выбраны в термостойком исполнении.

Груз на цепном конвейере может размещаться как сверху от рабочей ветви, на площадках, контейнерах и т.п., так и снизу- на крюках или магнитных подвесах.

Среди разнообразия конструкций цепных конвейеров выделяют следующие основные виды:

1) Вертикальные. Предназначены для подъема полезной нагрузки с уровня на уровень вертикально или под крутым углом. Они снабжаются захватами, контейнерами или открытыми площадками для размещения перемещаемого материала или предметов. Преимущество их заключается в малой занимаемой площади и возможности непрерывной подачи груза. Управление такими устройствами, в отличие от лифтов, не требует постоянного вмешательства оператора или автоматизированной системы.

2) Горизонтальные. Применяются для транспортировки сыпучих и полужидких субстанций, как мелкодисперсных, так и кусковых. Для перемещения мелкодисперсных материалов используются закрытые пылезащищенные цепные конвейеры.

3) Наклонные. Допускается уклон до 45°. Снабжаются защитными бортиками для предотвращения падения груза с высоты.

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Благодаря своей прочности цепные конвейеры способны передавать большой крутящий момент, термостойкости и другим достоинствам цепные транспортеры пользуются заслуженной популярностью в самых разных отраслях.

Вопрос автоматизации на производстве очень важен. Так как от скорости работы зависит количество выпускаемой продукции и, в конечном счете, прибыль. Цепные конвейера помогают решать ряд важнейших задач по автоматизации многих процессов на производстве. В частности цепные конвейера автоматизируют непрерывную подачу сыпучего, штучного сырья от одного участка к другому. Цепной конвейер выгодно применять в тех случаях, когда другие виды наиболее дешевых транспортирующих средств неэффективны или нецелесообразны. Например, недорогой ленточный конвейер не может быть применим для транспортировки горячего сырья, продукции. Для этих целей служит цепной конвейер, который в отличие от ленточного имеет специфическую грузонесущую часть. Приводом в цепном конвейере служит цепь, а в качестве грузонесущих элементов могут применяться пластинчатые металлические настилы, ковши, полки, скребки, люльки и лотки. Так же выигрышным отличием цепных конвейеров является возможность транспортировки продукции по криволинейному пути. Самый простой пример цепного конвейера можно встретить в аэропорту в залах получения багажа, на котором вещи перемещаются по кругу для более удобного обслуживания.

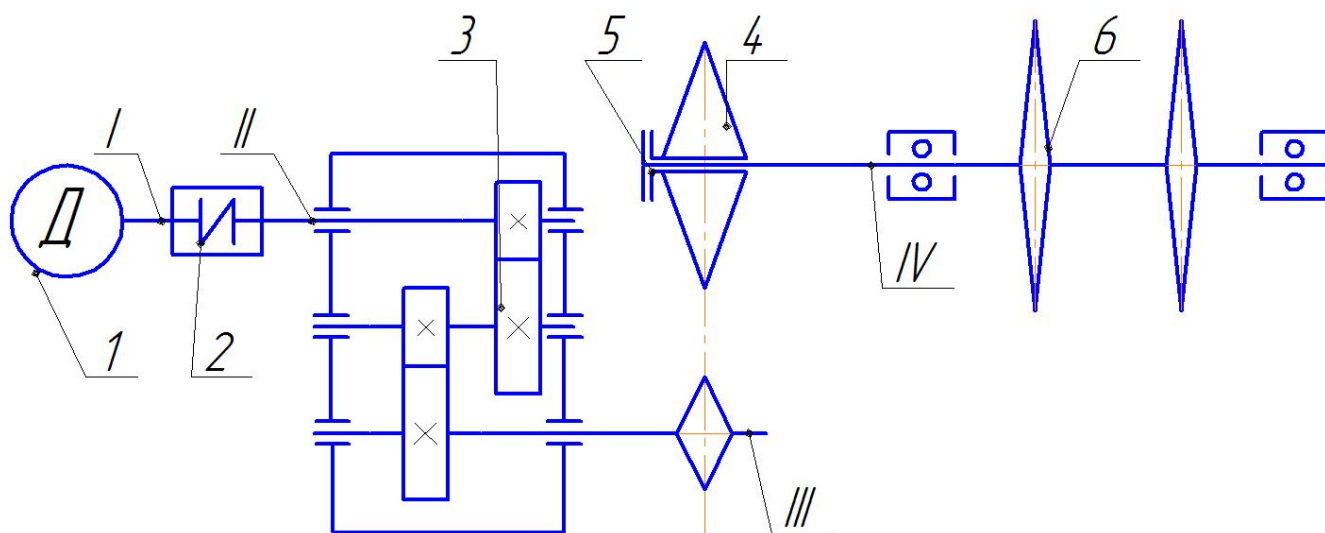
Вывод по первому разделу: на рынке можно встретить большое разнообразие компоновок и комплектующих для привода цепного конвейера. Принято решение скомпоновать привод по схеме, представленной на рисунке 1.

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 2 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ

### 2.1 Расчет параметров привода

Структурная схема привода цепного конвейера показана на рисунке 1



*Кинематическая схема привода:*

- 1 - Электродвигатель; 2 - Муфта упругая компенсирующая;  
3 - Цилиндрический двухступенчатый редуктор; 4 - Открытая цепная передача;  
5 - Муфта фрикционная; 6 - Исполнительный орган (приводные звездочки).

Рисунок 1 – Структурная схема привода цепного конвейера

#### Определение расчетной мощности на валу исполнительного механизма

Мощность на приводном валу  $P_4$ , кВт:

$$P_4 = \frac{F_t \cdot V_t}{1000} = \frac{10000 \cdot 0,13}{1000} = 1,3 \text{ кВт.} \quad (1)$$

#### Определение расчётной мощности на валу электродвигателя

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

$$P_1 = \frac{P_4}{\eta} = \frac{1,3}{0,83} = 1,57 \text{ кВт;} \quad (2)$$

где  $\eta$  – общий КПД привода:

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$$\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4 = 0,97^2 \cdot 0,93 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99 = 0,83;$$

где  $\eta_1 = 0,97$  – КПД закрытой червячной передачи;  $\eta_2 = 0,93$  – КПД открытой цепной передачи;  $\eta_3 = 0,98$  – КПД муфты;  $\eta_4 = 0,99$  – КПД опор валов;

#### Определение частоты вращения вала исполнительного механизма

Частота вращения приводного вала  $n_4$ , мин<sup>-1</sup>:

$$n_4 = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V}{z \cdot P} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 0,13}{17 \cdot 63} = 7,28 \text{ мин}^{-1}; \quad (3)$$

где  $z = 17$  – число зубьев звездочки цепного конвейера;  $P = 63$  мм – шаг цепи.

#### Определение частоты вращения вала электродвигателя

Частота вращения вала электродвигателя  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>:

$$n_1 = n_4 \cdot i; \quad (4)$$

где  $n_4 = 7,28$  мин<sup>-1</sup> – частота вращения приводного вала;  $i$  – передаточное отношение привода:

$$i = i_1 \cdot i_1 \cdot i_2. \quad (5)$$

Передаточные отношения для заданных передач:

$i_1 = 3 \dots 6$  – передаточное отношение цилиндрической передачи;  $i_2 = 2 \dots 4$  – передаточное отношение цепной передачи:

$$i = (3 \dots 6)^2 \cdot (2 \dots 4) = 18 \dots 144. \quad (6)$$

Тогда:

$$n_1 = 7,28 \cdot (18 \dots 144) = 131 \dots 1048 \text{ мин}^{-1}. \quad (7)$$

Если электродвигатель и редуктор устанавливаются на раме в виде самостоятельных агрегатов, то частоту вращения вала электродвигателя следует увеличить в 1,2...1,3 раза по отношению к среднему значению найденного интервала оптимальных частот примем:

$$n_{\text{дв}} = 750 \text{ мин}^{-1}. \quad (8)$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

## 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. [1]

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

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

Таблица 1– Габаритные, установочные и присоединительные размеры электродвигателя АИР 112МА8.

<i>Tun</i>	$l_{30}^*$	$h_{31}^*$	$d_{24}$	$l_1$	$l_{10}$	$l_{31}$	$d_1$	$d_{10}$	$d_{20}$	$d_{22}$	$d_{25}$	$b_{10}$	$n$	$h$	$l_{21}^*$	$l_{20}^*$	$h_{10}^*$	$h_5$	$b_1$
АИР 112МА8	475	297	300	80	140	70	32	12	265	14	230	190	4	112	15	4	12	35	10

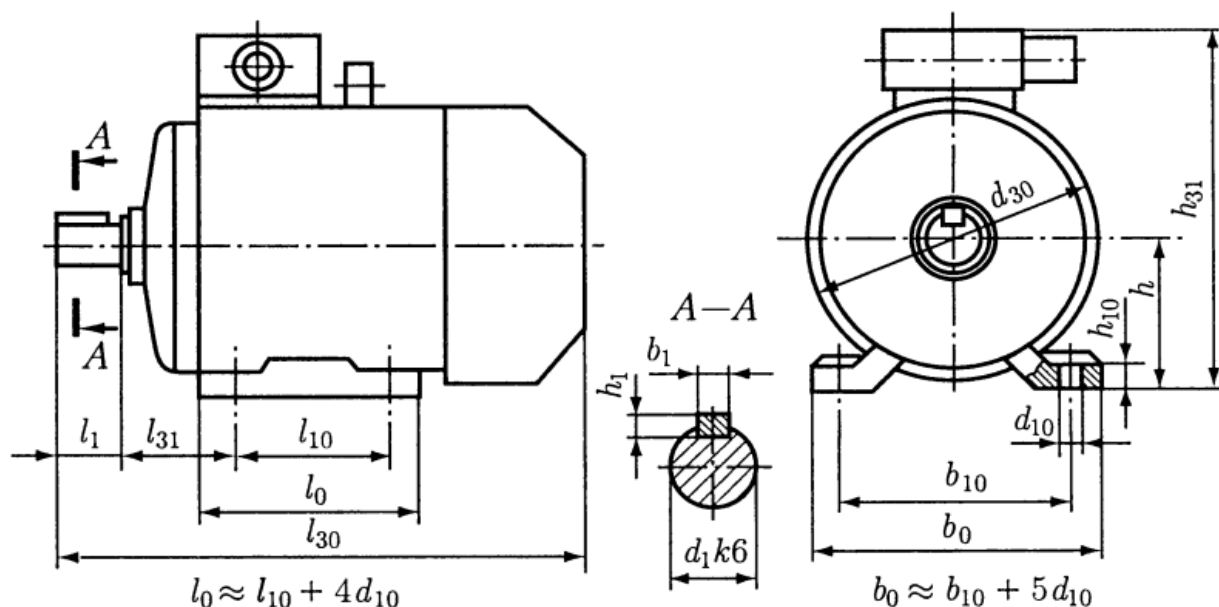


Рисунок 2 – Электродвигатель

### Определение передаточного отношения привода

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

$$i = \frac{n_1}{n_4} = \frac{710}{7,28} = 97,53. \quad (10)$$

Передаточное отношение редуктора определим  $i_p = 31,5$  согласно табличным значениям передаточных чисел стандартного цилиндрического двухступенчатого редуктора Ц2У.

Тогда передаточное отношение открытой цепной передачи определим из отношения:

$$i_{\text{ЦП}} = \frac{i}{i_{\text{РЕД}}} = \frac{97,53}{31,5} = 3,1. \quad (11)$$

### Определение мощностей, вращающих моментов и частот вращения валов

Определение угловых скоростей валов:

$$n_{\text{об}} = n_1 = 710 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 710}{30} = 74,31 \text{ с}^{-1}.$$

$$n_2 = n_1 = 710 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_2 = \omega_1 = 74,31 \text{ с}^{-1}.$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{РЕД}}} = \frac{710}{31,5} = 22,54 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{\pi \cdot 22,54}{30} = 2,36 \text{ с}^{-1}.$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{\text{ЦП}}} = \frac{22,54}{3,1} = 7,27 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{\pi \cdot 7,27}{30} = 0,76 \text{ с}^{-1}.$$

Определение вращающих моментов:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{1,57}{710} = 21,12 \text{ Нм}.$$

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_M = 21,12 \cdot 0,98 = 20,7 \text{ Нм};$$

$$T_3 = T_2 \cdot \eta_{\text{ЦП}}^2 \cdot i_{\text{РЕД}} = 20,7 \cdot 0,97^2 \cdot 31,5 = 613,51 \text{ Нм};$$

$$T_4 = T_3 \cdot \eta_M \cdot \eta_{\text{ОВ}} \cdot \eta_{\text{ОП}} \cdot i_{\text{ЦП}} = 613,51 \cdot 0,98 \cdot 0,93 \cdot 0,99 \cdot 3,1 = 1716,05 \text{ Нм}.$$

Определение мощностей:

$$P_1 = 1,57 \text{ кВт};$$

$$P_2 = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{1000} = \frac{20,7 \cdot 74,31}{1000} = 1,54 \text{ кВт};$$

$$P_3 = \frac{T_3 \cdot \omega_3}{1000} = \frac{613,51 \cdot 2,36}{1000} = 1,45 \text{ кВт};$$

$$P_4 = \frac{T_4 \cdot \omega_4}{1000} = \frac{1716,05 \cdot 0,76}{1000} = 1,3 \text{ кВт}.$$

Все полученные данные сводим в таблицу 2.

Таблица 2 – Силовые и кинематические параметры привода

№ вала	T, Н·м	P, кВт	n, мин <sup>-1</sup>	ω, с <sup>-1</sup>
1	21,12	1,57	710	74,31
2	20,7	1,54	710	74,31
3	613,51	1,45	22,54	2,36
4	1716,05	1,3	7,27	0,76

## 2.2 Выбор редуктора

Редуктор (цилиндрический) состоит из корпуса, в котором расположены зубчатые колеса, валы, подшипники валов, системы их смазки и др. Наличие корпуса обеспечивает безопасность, хорошую смазку и, следовательно, высокий КПД, в сравнении, например, с открытыми передачами.

Цилиндрический редуктор – самый распространенный тип редукторов за счет простоты передачи и максимального КПД. Редуктор может состоять из одной или нескольких ступеней. Число ступеней выбирается исходя из требуемого передаточного отношения – чем оно выше, тем большее число ступеней необходимо.

Редуктор имеет входной и выходной валы, которые посредством муфт или иных соединительных элементов соединяются с двигателем и исполнительным механизмом соответственно. В свою очередь цилиндрическая зубчатая передача представляет собой пару зубчатых колес, находящихся в зацеплении друг с другом.

Когда к входному валу прикладывается вращающий момент, он, как и закрепленное на нем зубчатое колесо, приводится в движение. Посредством цилиндрической передачи усилие передается от колеса входного вала к колесу, находящемуся с ним в зацеплении. Колеса изготавливаются разных диаметров и с разным количеством зубьев, причем колесо с меньшим числом зубьев называется шестерней, а с большим – колесом. Вращающий момент последовательно передается с входного вала на промежуточный, а с промежуточного на выходной.

Проектируемый привод цепного конвейера включает редуктор цилиндрический двухступенчатый. Редуктор выбирается стандартный согласно ГОСТ 27142-86 [2] согласно следующим параметрам:

- передаточное отношение редуктора  $i = 31,5$ ;
- вращающий момент на тихоходном валу редуктора  $T = 613,51$  Нм.

Соответственно данным параметрам выбираем цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-160 с передаточным отношением  $i = 31,5$  и допускаемым вращаемым моментом на выходном валу редуктора  $T_{\max} = 1000$  Нм. Масса редуктора – 95 кг. Объем заливаемого масла 4,5 л.

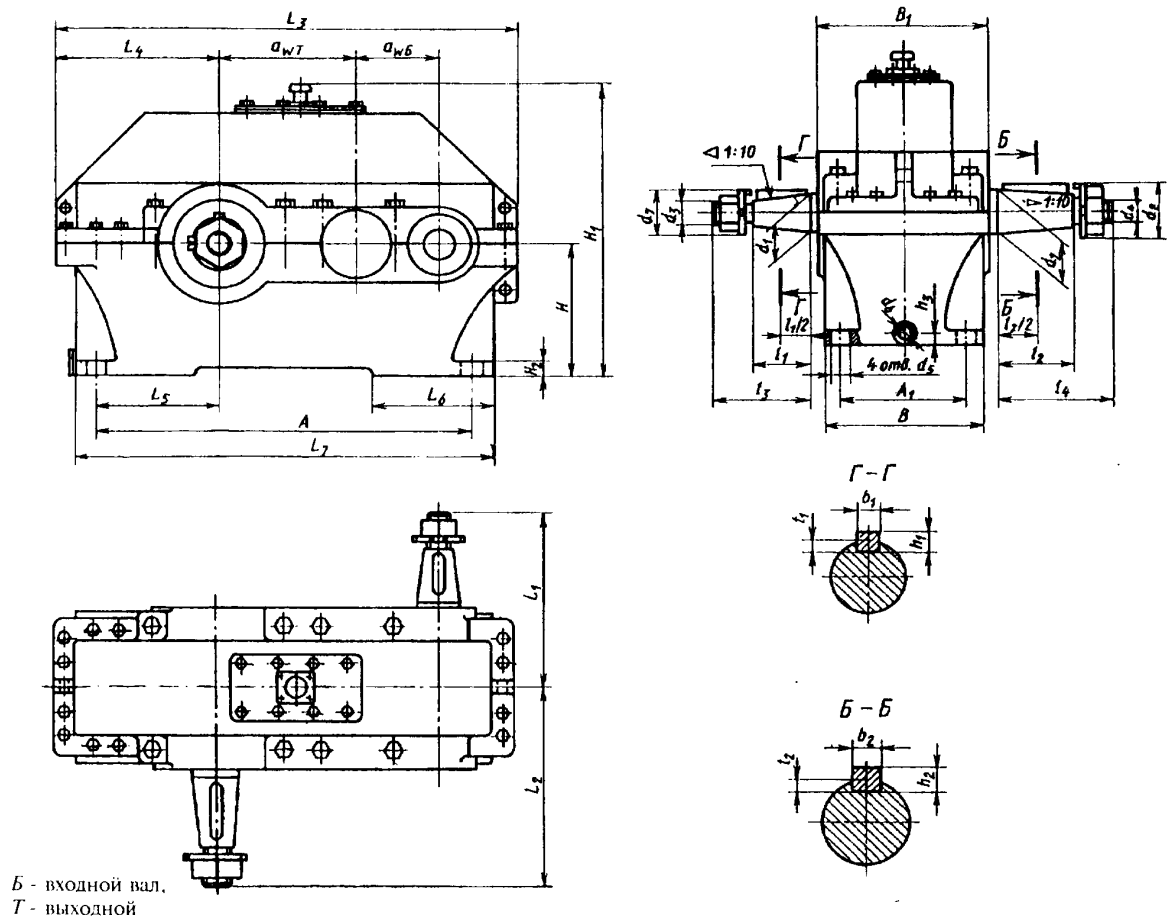


Рисунок 3 – Цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-160

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

$a_{WB}$	$a_{WT}$	$A$	$A_1$	$B$	$B_1$	$H$	$H_1$	$H_2$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$L_5$
100	160	425	140	195	206	170	335	24	170	224	545	195	136
$L_6$	$L_7$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$d_6$	$d_7$	$d_8$	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$l_1$
125	475	25	55	M16x1,5	M36x3,0	24	M24x1,5	40	75	7	10	32	42
$l_2$	$l_3$	$l_4$	$t_1$	$t_2$	$b_1$	$b_2$							
82	60	110	4,0	6,0	8	16							

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

23.03.2019.016.00.00.00 ПЗ

Лист

14

Расчет цилиндрического 2х ступенчатого редуктора.

Разделим передаточное число по передачам:

$$i = 31,5$$

$$i_1 = \sqrt{i} = \sqrt{31,5} = 5,6$$

$$i_2 = \frac{31,5}{5,6} = 5,6$$

### 1 передача:

Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma]_{H1}$  для шестерни и  $[\sigma]_{H2}$  для колеса определяют по общей зависимости (но с подстановкой соответствующих параметров для шестерни и колеса), учитывая влияние на контактную прочность долговечности (ресурса), шероховатости сопрягаемых поверхностей зубьев и окружающей скорости:

$$[\sigma]_H = 0,9 \cdot [\sigma]_{Hlim} \cdot \frac{Z_N}{S_H} \quad (12)$$

Предел контактной выносливости  $[\sigma]_{Hlim}$  вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от материала и способа термической обработки зубчатого колеса и средней твердости ( $H_{Вср}$  или  $HRC_{ср}$ ) на поверхности зубьев. Принимаем для шестерни материал сталь 58, для колеса сталь 58, тогда:

$$[\sigma]_{Hlim1} = 17 \cdot H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 55 + 200 = 1135 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{Hlim2} = 17 \cdot H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 55 + 200 = 1135 \text{ МПа}$$

$S_{H1} = S_{H2} = 1,2$  – так как термообработка закалка;

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

Коэффициент долговечности  $Z_N$  учитывает влияние ресурса

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_k}} \quad (13)$$

Число  $N_{HG}$  циклов, соответствующее перелому кривой усталости, определяют по средней твердости поверхностей зубьев:

$$N_{HG} = 30 \cdot HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7 \quad (14)$$

Для шестерни:

$$N_{HG1} = 30 \cdot [480]^{2,4} = 81677084$$

Для колеса

$$N_{HG2} = 30 \cdot [480]^{2,4} = 81677084$$

Ресурс  $N_k$  передачи в числах циклов перемены напряжений при частоте вращения  $n$ , мин-1, и времени работы  $L_h$ , час:

$$N_{k1} = 60 \cdot C_1 \cdot n_1 \cdot t_{сум} = 60 \cdot 1 \cdot 710 \cdot 10000 = 426000000$$

$$N_{k2} = 60 \cdot C_2 \cdot n_3 \cdot t_{сум} = 60 \cdot 1 \cdot 126,7 \cdot 10000 = 76020000$$

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\left(\frac{N_{HG1}}{N_{k1}}\right)} = \sqrt[6]{\left(\frac{81677084}{426000000}\right)} = 0,76$$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\left(\frac{N_{HG2}}{N_{k2}}\right)} = \sqrt[6]{\left(\frac{81677084}{76020000}\right)} = 1,01$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

Находим напряжения:

$$[\sigma]_{H1} = 0,9 \cdot 1135 \cdot 0,76 / 1,2 = 647$$

$$[\sigma]_{H2} = 0,9 \cdot 1135 \cdot 1,01 / 1,2 = 860$$

Находим допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (647 + 860) = 678 \text{ МПа}$$

Определение напряжений изгиба

Допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни  $[\sigma]_{F1}$  и колеса  $[\sigma]_{F2}$  определяют по общей зависимости (но с подстановкой соответствующих параметров для шестерни и колеса), учитывая влияние на сопротивление усталости при изгибе долговечности (ресурса), шероховатости поверхности выкружки (переходной поверхности между смежными зубьями) и реверса (двустороннего приложения) нагрузки:

$$[\sigma]_F = ([\sigma]_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_A) / S_F$$

Предел прочности  $[\sigma]_{Flim}$  при отнулевом цикле напряжений:

$$[\sigma]_{Flim1} = [\sigma]_{Flim2} = 870 \text{ МПа.}$$

Минимальное значение коэффициента запаса прочности:

$S_{F1} = S_{F2} = 1,7$  – так как термообработка закалка;

Коэффициент долговечности  $Y_N$  учитывает влияние ресурса:

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{Flim}}{N_K}} \quad (15)$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17



$q = 9$  – твердость более 350НВ;

$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$  – базовое число циклов;

$$N_{k1} = 426000000$$

$$N_{k2} = 76020000$$

$$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{426000000}} = 0,59$$

$$Y_{N2} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{76020000}} = 0,72$$

Коэффициент  $Y_A$  учитывает влияние двустороннего приложения нагрузки (реверса). При одностороннем приложении нагрузки  $Y_A = 1$ .

$$[\sigma]_{F1} = \frac{870 \cdot 0,59 \cdot 1}{1,7} = 302$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{870 \cdot 0,72 \cdot 1}{1,7} = 368$$

Определение напряжений изгиба при действии максимальной нагрузки:

Допускаемые напряжения изгиба:

$$\sigma_{FPmax} = \frac{\sigma_{FSt} \cdot Y_X}{S_{FStmin}} \quad (16)$$

$\sigma_{FSt} = 1600$  МПа – предельные напряжения изгиба при максимальной

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

нагрузке;

Минимальный коэффициент запаса прочности:

$$S_{Fstmin} = Y_Z \cdot S_Y \quad (17)$$

$Y_Z = 1$  – коэффициент учитывающий способ получения заготовки;

$S_Y = 1,75$  – коэффициент, учитывающий вероятность неразрушения;

$Y_X = 1$  – коэффициент учитывающий размеры колеса;

$$\sigma_{FRmax} = \frac{1600 \cdot 1}{1 \cdot 1,75} = 914 \text{ МПа}$$

Проектирование 1 передачи:

Рассчитаем межосевое расстояния:

$$a_w = K_a \cdot (i_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot T_2}{\psi_{ba} \cdot (i_1)^2 \cdot ([\sigma]_H)^2}} \quad (18)$$

где  $K_a = 495$  - для прямозубых колес;  $K_a = 430$  - для косозубых и шевронных;

$[\sigma]_H$  допускаемые контактные напряжения (в МПа),:

$$[\sigma]_H = 678 \text{ МПа}$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$\psi_{ba}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot \psi_{bd}}{i_1 + 1} \quad (19)$$

$\psi_{bd}$  – принимаем исходя из расположения зубчатого колеса принимаем 1;

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot 1}{5,6 + 1} = 0,3$$

$K_{H\beta}$  – принимаем исходя из  $\psi_{bd}$ , равным 1,36;

$T_2 = 115,9$  Нм – момент на колесе;

$$a_w = 430 \cdot (5,6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,36 \cdot 115,9}{0,3 \cdot 5,6^2 \cdot (678)^2}} = 94 \text{ мм}$$

Принимаем 100 мм.

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Ширина зубчатого венца колеса и шестерни:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,3 \cdot 100\text{мм} = 30 \text{ мм}$$

$$b_1 = 30\text{мм} + 2 \dots 5\text{мм} = 35\text{мм}$$

Модуль зацепления:

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

Принимаем  $m_n = 1,75 \text{ мм}$

Определяем число зубьев зубчатых колес:

$$z_c = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n} \quad (20)$$

Принимаем  $\beta = 10^\circ$

$$z_c = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot 100 \cdot 0,98}{1,75} = 112$$

Число зубьев шестерни равно:

$$z_1 = \frac{z_c}{i + 1} = \frac{112}{5,6 + 1} = 16,96 \approx 17$$

Тогда число зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 17 \cdot 5,6 = 95$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Уточняем передаточное число:

$$i_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{95}{17} = 5,58 \approx 5,6$$

Уточняем угол наклона зубьев:

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w}\right) = \arccos\left(\frac{1,75 \cdot (17 + 95)}{2 \cdot 100}\right) = 11,5^\circ$$

Геометрические размеры шестерни и колеса:

Делительный диаметр:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{1,75 \text{ мм} \cdot 17}{\cos 11,5} = 30,3 \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{1,75 \text{ мм} \cdot 95}{\cos 11,5} = 169,6 \text{ мм}$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_{a1} + 2 \cdot m_n = 30,3 \text{ мм} + 2 \cdot 1,75 \text{ мм} = 33,8 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_{a2} + 2 \cdot m_n = 169,6 \text{ мм} + 2 \cdot 1,75 \text{ мм} = 173,1 \text{ мм}$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_{a1} - 2,5 \cdot m_n = 30,3 \text{ мм} - 2,5 \cdot 1,75 \text{ мм} = 25,9 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_{a2} - 2,5 \cdot m_n = 169,6 \text{ мм} - 2,5 \cdot 1,75 \text{ мм} = 165,2 \text{ мм}$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

Проверочный расчет на контактную выносливость зубьев

Уточнение коэффициента  $\psi_{bd}$ :

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{30\text{мм}}{30,3\text{мм}} = 0,99$$

Уточнение коэффициента  $K_{H\beta}$ .

$$K_{H\beta} = 1.35.$$

Окружная скорость в зацеплении, м/с,

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 30,3 \cdot 710}{60 \cdot 1000} = 1,12 \text{ (м/с)}$$

Степень точности 9.

Перекрытие зубьев характеризуется коэффициентом торцевого перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  и коэффициентом осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta$ .

Коэффициент торцевого перекрытия вычисляется по формуле:

$$\varepsilon_\alpha = \left( 1,88 - 3,2 \cdot \left[ \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right] \right) \cdot \cos \beta = \left( 1,88 - 3,2 \cdot \left[ \frac{1}{17} + \frac{1}{95} \right] \right) \cdot \cos 11,5 = 1,62.$$

Коэффициент осевого перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{30 \cdot \sin 11,5}{3,14 \cdot 1,75} = 1,09.$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Суммарный коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,62 + 1,09 = 2,71.$$

Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления примем:

$$K_{H\alpha} = 1.17.$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении определяется по формуле:

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV} \cdot b_w \cdot d_1}{2000 \cdot T_2}, \quad (21)$$

где  $W_{HV}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$W_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (22)$$

где  $\delta_H$  – коэффициент, учитывающий влияния вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев:

$$\delta_H = 0,004,$$

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (таблица 3.4 учебного пособия):

$$g_0 = 73$$

Тогда:

$$W_{HV} = 0.004 \cdot 73 \cdot 1,12 \cdot \sqrt{\frac{100}{5,6}} = 1,38.$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

Подставив в формулу получим:

$$K_{HV} = 1 + \frac{1,38 \cdot 30 \cdot 30,3}{2000 \cdot 20,7} = 1,03.$$

Удельная расчетная окружная сила,

$$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_1}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{2000 \cdot 20,7}{30 \cdot 30,3} \cdot 1,17 \cdot 1,35 \cdot 1,03 = 74,1 (\text{Н/мм}).$$

Коэффициент  $Z_\varepsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий, для косозубой передачи с коэффициентом осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta \geq 1$ :

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,62}} = 0,78$$

Расчетное контактное напряжение определяется как:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (23)$$

где  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полосе зацепления:

$$Z_H = 2,45,$$

$Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес:

$$Z_E = 190,$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25



Тогда подставив все коэффициенты в формулу, получим:

$$\sigma_H = 2,45 \cdot 190 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{\frac{74,1}{30,3} \cdot \frac{5,6 + 1}{5,6}} = 616,4(\text{МПа}).$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}.$$

Проверка выполнения условия:

$$616,4(\text{МПа}) \leq 678(\text{МПа}).$$

Следовательно, условие прочности выполнилось.

Расчет на выносливость зубьев по изгибу.

Цель расчета – предотвращение усталостного излома зубьев у основания вследствие действия переменных напряжений изгиба.

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе:

$$K_{F\beta} = 1,58$$

$K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. При расчетах на изгибную прочность полагают, что влияние погрешностей изготовления на распределение нагрузки между зубьями то же, что и в расчетах на контактную прочность, т.е.

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,2$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV} \cdot b_w \cdot d_1}{2000 \cdot T_1} \quad (24)$$

где  $W_{FV}$  – удельная окружная сила при расчете на изгиб, Н/мм:

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$W_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (25)$$

$\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев, (таблица 3.3 учебного пособия).

$$\delta_F = 0,006$$

$$W_{FV} = 0,006 \cdot 73 \cdot 1,12 \cdot \sqrt{\frac{100}{5,6}} = 2,07.$$

$$K_{FV} = 1 + \frac{2,07 \cdot 30 \cdot 30,3}{2000 \cdot 20,7} = 1,045.$$

Удельная расчетная окружная сила определяется по формуле:

$$W_{Ft} = \frac{2000 \cdot T_1}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{2000 \cdot 20,7}{30 \cdot 30,3} \cdot 1,2 \cdot 1,58 \cdot 1,045 = 90,2 \text{ (Н/мм)}.$$

Коэффициент  $Y_{FS}$ , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев:

$$Z_V = \frac{Z}{\cos^3 \beta}, \quad (26)$$

где  $\beta$  – угол наклона зубьев.

Тогда:

$$Z_{V1} = \frac{17}{\cos^3 11,5} = 18,06.$$

$$Z_{V2} = \frac{95}{\cos^3 11,5} = 100,9.$$

Следовательно:

$$Y_{FS1}=4,3; Y_{FS2}=3,6,$$

Расчет будем проводить для менее прочного зубчатого колеса передачи, которое выбирается из сравнения отношений для колеса и шестерни:

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} \text{ и } \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}},$$
$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{302}{4,3} = 70,2$$
$$\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{368}{3,6} = 102.$$

Следовательно, расчет будем проводить для менее прочного зубчатого колеса передачи, т.е. для шестерни.

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев для косозубых передач при  $\varepsilon_{\beta} < 1$  определяется как:

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,62} = 0,61.$$

Коэффициент, учитывающий наклон зуба:

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120^{\circ}} = 1 - 1,09 \cdot \frac{11,5}{120} = 0,89.$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Расчетное напряжение изгиба на переходной поверхности зуба определяется по формуле:

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{W_{Ft}}{m_n} = 4,3 \cdot 0,61 \cdot 0,89 \cdot \frac{90,2}{1,75} = 120 \text{ (МПа)},$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP},$$

$$120 \text{ (МПа)} \leq 302 \text{ (МПа)}$$

Следовательно, условие прочности выполнилось.

Проверочный расчет на контактную выносливость зубьев при действии максимальной нагрузки.

Расчетное напряжение, создаваемое наибольшей действующей нагрузкой:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{max}}{T_H}} \leq \sigma_{HP} \quad (27)$$

Где  $\sigma_H = 616$  МПа – расчетное контактное напряжение;

$\sigma_{HP} = 678$  МПа – допускаемое контактное напряжение;

$\frac{T_{max}}{T_H} = \beta$  – кратность кратковременных пиковых перегрузок в приводе,

так как в приводе имеется муфта принимаем 1,2.

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\beta} = 616 \cdot \sqrt{1,2} = 674 \text{ МПа} < 678 \text{ МПа}$$

Следовательно, условие прочности выполнилось.

Проверочный расчет на прочность при изгибе зубьев при действии максимальной нагрузки.

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Расчетное напряжение, создаваемое наибольшей действующей нагрузкой:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{T_{max}}{T_H} \leq \sigma_{FPmax} \quad (28)$$

Где  $\sigma_F = 260,4$  МПа – расчетное контактное напряжение;

$\sigma_{FPmax} = 914$  МПа – допускаемое контактное напряжение;

$\frac{T_{max}}{T_H} = \beta$  – кратность кратковременных пиковых перегрузок в приводе,

так как в приводе имеется муфта принимаем 1,2.

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \beta = 120 \cdot 1,2 = 144 \text{ МПа} < 914 \text{ МПа}$$

Следовательно, условие прочности выполнилось.

## 2 передача:

Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma]_{H1}$  для шестерни и  $[\sigma]_{H2}$  для колеса определяют по общей зависимости (но с подстановкой соответствующих параметров для шестерни и колеса), учитывая влияние на контактную прочность долговечности (ресурса), шероховатости сопрягаемых поверхностей зубьев и окружной скорости:

$$[\sigma]_H = 0,9 \cdot [\sigma]_{Hlim} \cdot \frac{Z_N}{S_H} \quad (29)$$

Предел контактной выносливости  $[\sigma]_{Hlim}$  вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от материала и способа термической обработки зубчатого колеса и средней твердости ( $H_{Bcp}$  или  $HRC_{cp}$ ) на поверхности зубьев. Принимаем для шестерни материал 40ХН, для колеса сталь 45, тогда:

$$[\sigma]_{Hlim1} = 17 \cdot H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{Hlim2} = 17 \cdot H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа}$$

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,2$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Коэффициент долговечности  $Z_N$  учитывает влияние ресурса

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_k}} \quad (30)$$

Число  $N_{HG}$  циклов, соответствующее перелому кривой усталости, определяют по средней твердости поверхностей зубьев:

$$N_{HG} = 30 \cdot HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$$

Для шестерни:

$$N_{HG1} = 30 \cdot 550^{2,4} = 113237874$$

Для колеса

$$N_{HG2} = 30 \cdot 550^{2,4} = 113237874$$

Ресурс  $N_k$  передачи в числах циклов перемены напряжений при частоте вращения  $n$ , мин<sup>-1</sup>, и времени работы  $L_h$ , час:

$$N_{k1} = 60 \cdot C_1 \cdot n_1 \cdot t_{сум} = 60 \cdot 1 \cdot 126,7 \cdot 10000 = 76020000$$

$$N_{k2} = 60 \cdot C_2 \cdot n_3 \cdot t_{сум} = 60 \cdot 1 \cdot 22,54 \cdot 10000 = 13524000$$

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG1}}{N_{k1}}} = \sqrt[6]{\frac{113237874}{76020000}} = 1,07$$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG2}}{N_{k2}}} = \sqrt[6]{\frac{113237874}{13524000}} = 1,42$$

Находим напряжения:

$$[\sigma]_{H1} = 0,9 \cdot 1050 \cdot \frac{1,07}{1,2} = 842$$

$$[\sigma]_{H2} = 0,9 \cdot 1050 \cdot \frac{1,42}{1,2} = 1118$$

Находим допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (842 + 1118) = 882 \text{ МПа}$$

#### Определение напряжений изгиба

Допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни  $[\sigma]_{F1}$  и колеса  $[\sigma]_{F2}$  определяют по общей зависимости (но с подстановкой соответствующих параметров для шестерни и колеса), учитывая влияние на сопротивление усталости при изгибе долговечности (ресурса), шероховатости поверхности выкружки (переходной поверхности между смежными зубьями) и реверса (двустороннего приложения) нагрузки:

$$[\sigma]_F = \frac{[\sigma]_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_A}{S_F} \quad (31)$$

Предел прочности  $[\sigma]_{Flim}$  при отнулевом цикле напряжений:

$$[\sigma]_{Flim1} = [\sigma]_{Flim2} = 1,75 \cdot 390 = 682 \text{ МПа.}$$

Минимальное значение коэффициента запаса прочности:

$S_{F1} = S_{F2} = 1,7$  – так как термообработка улучшение;

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

Коэффициент долговечности  $Y_N$  учитывает влияние ресурса:

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{Flim}}{N_K}} \quad (32)$$

$q = 6$  – твердость менее 350HB;

$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$  – базовое число циклов;

$$N_{k1} = 76020000$$

$$N_{k2} = 13524000$$

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{76020000}} = 0,61$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{13524000}} = 0,81$$

Коэффициент  $Y_A$  учитывает влияние двустороннего приложения нагрузки (реверса). При одностороннем приложении нагрузки  $Y_A = 1$ .

$$[\sigma]_{F1} = \frac{682 \cdot 0,61 \cdot 1}{1,7} = 244$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{682 \cdot 0,81 \cdot 1}{1,7} = 324$$

Определение напряжений изгиба при действии максимальной нагрузки:

Допускаемые напряжения изгиба:

$$\sigma_{FPmax} = \frac{\sigma_{FSt} \cdot Y_X}{S_{FStmin}} \quad (33)$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$\sigma_{FSt} = 1600$  МПа – предельные напряжения изгиба при максимальной нагрузке;

Минимальный коэффициент запаса прочности:

$$S_{FStmin} = Y_Z \cdot S_Y \quad (34)$$

$Y_Z = 1$  – коэффициент учитывающий способ получения заготовки;

$S_Y = 1,75$  – коэффициент, учитывающий вероятность неразрушения;

$Y_X = 1$  – коэффициент учитывающий размеры колеса;

$$\sigma_{FPmax} = \frac{1600 \cdot 1}{1 \cdot 1,75} = 914 \text{ МПа}$$

Проектирование 2 передачи

Уточняем предварительно найденное значение межосевого расстояния:

$$a_w = K_a \cdot (i_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot T_2}{\psi_{ba} \cdot (i_2)^2 \cdot ([\sigma]_H)^2}}$$

где  $K_a = 495$  - для прямозубых колес;  $K_a = 430$  - для косозубых и шевронных;

$[\sigma]_H$  допускаемые контактные напряжения (в МПа):

$$[\sigma]_H = 842 \text{ МПа}$$

$\psi_{ba}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot \psi_{bd}}{i_2 + 1}$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

$\psi_{bd}$  – принимаем исходя из расположения зубчатого колеса принимаем 1;

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot 1}{5,6 + 1} = 0,303$$

$K_{H\beta}$  – принимаем исходя из  $\psi_{bd}$ , равным 1,08;

$T_2 = 652$  Нм – момент на колесе;

$$a_w = 430 \cdot (5,6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,08 \cdot 652}{0,303 \cdot 5,6^2 \cdot (842)^2}} = 133 \text{ мм}$$

Принимаем 140 мм.

Ширина зубчатого венца колеса и шестерни:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,303 \cdot 140 \text{ мм} = 42 \text{ мм}$$
$$b_1 = 42 \text{ мм} + 2 \dots 5 \text{ мм} = 47 \text{ мм}$$

Модуль зацепления:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 140 \text{ мм} = 1,4 \dots 2,8$$

Принимаем  $m_n = 2$  мм

Определяем число зубьев зубчатых колес:

$$z_c = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n} \quad (35)$$

Принимаем  $\beta = 12^\circ$

$$z_c = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot 140 \cdot 0,98}{2} = 137,2$$

Число зубьев шестерни равно:

$$z_1 = \frac{z_c}{i_2 + 1} = \frac{137,2}{5,6 + 1} = 20,78 \approx 21$$

Тогда число зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot i_2 = 21 \cdot 5,6 = 117,6 \approx 117$$

Уточняем передаточное число:

$$i_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{117}{21} = 5,57 \approx 5,6$$

Уточняем угол наклона зубьев:

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w}\right) = \arccos\left(\frac{2 \cdot (21 + 117)}{2 \cdot 140}\right) = 9,7^\circ$$

Геометрические размеры шестерни и колеса:

Делительный диаметр:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2\text{мм} \cdot 21}{\cos 9,7} = 42,6\text{мм}$$
$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2\text{мм} \cdot 117}{\cos 9,7} = 237,4\text{мм}$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_{a1} + 2 \cdot m_n = 42,6\text{мм} + 2 \cdot 2\text{мм} = 46,6\text{мм}$$
$$d_{a2} = d_{a2} + 2 \cdot m_n = 237,4\text{мм} + 2 \cdot 2\text{мм} = 241,4\text{мм}$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_{a1} - 2,5 \cdot m_n = 42,6\text{мм} - 2,5 \cdot 2\text{мм} = 37,6\text{мм}$$
$$d_{f2} = d_{a2} - 2,5 \cdot m_n = 237,4\text{мм} - 2,5 \cdot 2\text{мм} = 232,4\text{мм}$$

Проверочный расчет на контактную выносливость зубьев

Уточнение коэффициента  $\psi_{bd}$ :

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{42\text{мм}}{42,6\text{мм}} = 0,98$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

Уточнение коэффициента  $K_{H\beta}$ .

$$K_{H\beta}=1.16$$

Окружная скорость в зацеплении, м/с,

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 42,6 \cdot 126,7}{60 \cdot 1000} = 0,28 \text{ (м/с)},$$

Степень точности 9.

Перекрытие зубьев характеризуется коэффициентом торцевого перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  и коэффициентом осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta$ .

Коэффициент торцевого перекрытия вычисляется по формуле:

$$\varepsilon_\alpha = \left( 1,88 - 3,2 \cdot \left[ \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right] \right) \cdot \cos \beta = \left( 1,88 - 3,2 \cdot \left[ \frac{1}{21} + \frac{1}{117} \right] \right) \cdot \cos 13,8 = 1,7.$$

Коэффициент осевого перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{42 \cdot \sin 9,7}{3,14 \cdot 2} = 1,12.$$

Суммарный коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,7 + 1,12 = 2,82.$$

Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления примем:

$$K_{H\alpha}=1.2.$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении определяется по формуле:

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV} \cdot b_w \cdot d_1}{2000 \cdot T_1}, \quad (36)$$

где  $W_{HV}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$W_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (37)$$

где  $\delta_H$  – коэффициент, учитывающий влияния вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев:

$$\delta_H = 0,004,$$

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (таблица 3.4 учебного пособия):

$$g_0 = 73$$

Тогда:

$$W_{HV} = 0.004 \cdot 73 \cdot 0,31 \cdot \sqrt{\frac{140}{5,6}} = 0,45.$$

Подставив в формулу получим:

$$K_{HV} = 1 + \frac{0,45 \cdot 42 \cdot 42,6}{2000 \cdot 115,9} = 1,003.$$

Удельная расчетная окружная сила,

$$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_1}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{2000 \cdot 115,9}{42 \cdot 42,6} \cdot 1,2 \cdot 1,16 \cdot 1,003 = 180,8 \text{ (Н/мм)}.$$

Коэффициент  $Z_\varepsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий, для косозубой передачи с коэффициентом осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta < 1$ :

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,7}} = 0,75$$

Расчетное контактное напряжение определяется как:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{i_2 + 1}{i_2}} \quad (38)$$

где  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полосе зацепления:

$$Z_H=2.34,$$

$Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес:

$$Z_E=190,$$

Тогда подставив все коэффициенты в формулу, получим:

$$\sigma_H = 2,34 \cdot 190 \cdot 0,75 \cdot \sqrt{\frac{180,8}{42,6} \cdot \frac{5,6 + 1}{5,6}} = 745(\text{МПа}).$$
$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}.$$

Проверка выполнения условия:

$$745 (\text{МПа}) \leq 842 (\text{МПа}).$$

Следовательно, условие прочности выполнилось.

### Расчет на выносливость зубьев по изгибу.

Цель расчета – предотвращение усталостного излома зубьев у основания вследствие действия переменных напряжений изгиба.

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе:

$$K_{F\beta}=1,3$$

$K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. При расчетах на изгибную прочность полагают, что влияние погрешностей изготовления на распределение нагрузки между зубьями то же, что и в расчетах на контактную прочность, т.е.

$$K_{F\alpha}=K_{H\alpha}=1,2$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV} \cdot b_w \cdot d_1}{2000 \cdot T_1} \quad (39)$$

где  $W_{FV}$  – удельная окружная сила при расчете на изгиб, Н/мм:

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$W_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (40)$$

$\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев, (таблица 3.3 учебного пособия).

$$\delta_F = 0,006$$

$$W_{FV} = 0,006 \cdot 73 \cdot 0,28 \cdot \sqrt{\frac{140}{5,6}} = 0,61.$$

$$K_{FV} = 1 + \frac{0,61 \cdot 42 \cdot 42,6}{2000 \cdot 115,9} = 1,004.$$

Удельная расчетная окружная сила определяется по формуле:

$$W_{Ft} = \frac{2000 \cdot T_1}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{2000 \cdot 115,9}{42 \cdot 42,6} \cdot 1,2 \cdot 1,3 \cdot 1,004 = 202 \text{ (Н/мм)}.$$

Коэффициент  $Y_{FS}$ , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев:

$$Z_V = \frac{Z}{\cos^3 \beta}, \quad (41)$$

где  $\beta$  – угол наклона зубьев.

Тогда:

$$Z_{V1} = \frac{21}{\cos^3 9,7} = 21,9.$$

$$Z_{V2} = \frac{117}{\cos^3 9,7} = 122,1.$$

Следовательно, из рисунка 3.6 учебного пособия:

$$Y_{FS1} = 4,03; Y_{FS2} = 3,6,$$

Расчет будем проводить для менее прочного зубчатого колеса передачи, которое выбирается из сравнения отношений для колеса и шестерни:

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} \text{ и } \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}},$$

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{244}{4,03} = 60,5,$$

$$\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{324}{3,6} = 90.$$

Следовательно, расчет будем проводить для менее прочного зубчатого колеса передачи, т.е. для шестерни.

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев для косозубых передач при  $\varepsilon_\beta < 1$  определяется как:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,7} = 0,58.$$

Коэффициент, учитывающий наклон зуба:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 1,77 \cdot \frac{9,7}{120} = 0,86.$$

Расчетное напряжение изгиба на переходной поверхности зуба определяется по формуле:

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{W_{Ft}}{m_n} = 4,03 \cdot 0,58 \cdot 0,86 \cdot \frac{202}{2} = 203 \text{ (МПа)},$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP},$$

$$203 \text{ (МПа)} \leq 244 \text{ (МПа)}.$$

Следовательно, условие прочности выполнилось.

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41



Проверочный расчет на контактную выносливость зубьев при действии максимальной нагрузки.

Расчетное напряжение, создаваемое наибольшей действующей нагрузкой:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{max}}{T_H}} \leq \sigma_{HP} \quad (42)$$

Где  $\sigma_H = 745$  МПа – расчетное контактное напряжение;

$\sigma_{HP} = 842$  МПа – допускаемое контактное напряжение;

$$\frac{T_{max}}{T_H} = \beta \text{ – кратность кратковременных пиковых перегрузок в приводе,}$$

так как в приводе имеется муфта принимаем 1,2.

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\beta} = 745 \cdot \sqrt{1,2} = 816 \text{ МПа} < 842 \text{ МПа}$$

Следовательно, условие прочности выполнилось.

Проверочный расчет на прочность при изгибе зубьев при действии максимальной нагрузки.

Расчетное напряжение создаваемое наибольшей действующей нагрузкой:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{T_{max}}{T_H} \leq \sigma_{FP} \quad (43)$$

Где  $\sigma_F = 203$  МПа – расчетное контактное напряжение;

$\sigma_{FPmax} = 914$  МПа – допускаемое контактное напряжение;

$$\frac{T_{max}}{T_H} = \beta \text{ – кратность кратковременных пиковых перегрузок в приводе,}$$

так как в приводе имеется муфта принимаем 1,3.

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \beta = 203 \cdot 1,3 = 263,9 \text{ МПа} < 914 \text{ МПа}$$

Следовательно, условие прочности выполнилось.

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2 передача:

### Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma]_{H1}$  для шестерни и  $[\sigma]_{H2}$  для колеса определяют по общей зависимости (но с подстановкой соответствующих параметров для шестерни и колеса), учитывая влияние на контактную прочность долговечности (ресурса), шероховатости сопрягаемых поверхностей зубьев и окружающей скорости:

$$[\sigma]_H = 0,9 \cdot [\sigma]_{Hlim} \cdot \frac{Z_N}{S_H} \quad (44)$$

Предел контактной выносливости  $[\sigma]_{Hlim}$  вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от материала и способа термической обработки зубчатого колеса и средней твердости ( $H_{Bcr}$  или  $HRC_{э ср}$ ) на поверхности зубьев. Принимаем для шестерни материал 40ХН, для колеса сталь 45, тогда:

$$[\sigma]_{Hlim1} = 17 \cdot H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{Hlim2} = 17 \cdot H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа}$$

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,2$$

Коэффициент долговечности  $Z_N$  учитывает влияние ресурса

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_k}} \quad (45)$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Число  $N_{HG}$  циклов, соответствующее перелому кривой усталости, определяют по средней твердости поверхностей зубьев:

$$N_{HG} = 30 \cdot HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$$

Для шестерни:

$$N_{HG1} = 30 \cdot 550^{2,4} = 113237874$$

Для колеса

$$N_{HG2} = 30 \cdot 550^{2,4} = 113237874$$

Ресурс  $N_k$  передачи в числах циклов перемены напряжений при частоте вращения  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$ , и времени работы  $L_h$ , час:

$$N_{k1} = 60 \cdot C_1 \cdot n_1 \cdot t_{\text{сум}} = 60 \cdot 1 \cdot 126,7 \cdot 10000 = 76020000$$

$$N_{k2} = 60 \cdot C_2 \cdot n_3 \cdot t_{\text{сум}} = 60 \cdot 1 \cdot 22,54 \cdot 10000 = 13524000$$

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG1}}{N_{k1}}} = \sqrt[6]{\frac{113237874}{76020000}} = 1,07$$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG2}}{N_{k2}}} = \sqrt[6]{\frac{113237874}{13524000}} = 1,42$$

Находим напряжения:

$$[\sigma]_{H1} = 0,9 \cdot 1050 \cdot \frac{1,07}{1,2} = 842$$

$$[\sigma]_{H2} = 0,9 \cdot 1050 \cdot \frac{1,42}{1,2} = 1118$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Находим допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (842 + 1118) = 882 \text{ МПа}$$

Определение напряжений изгиба

Допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни  $[\sigma]_{F1}$  и колеса  $[\sigma]_{F2}$  определяют по общей зависимости (но с подстановкой соответствующих параметров для шестерни и колеса), учитывая влияние на сопротивление усталости при изгибе долговечности (ресурса), шероховатости поверхности выкружки (переходной поверхности между смежными зубьями) и реверса (двустороннего приложения) нагрузки:

$$[\sigma]_F = \frac{[\sigma]_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_A}{S_F} \quad (46)$$

Предел прочности  $[\sigma]_{Flim}$  при отнулевом цикле напряжений:

$$[\sigma]_{Flim1} = [\sigma]_{Flim2} = 1,75 \cdot 390 = 682 \text{ МПа.}$$

Минимальное значение коэффициента запаса прочности:

$S_{F1} = S_{F2} = 1,7$  – так как термообработка улучшение;

Коэффициент долговечности  $Y_N$  учитывает влияние ресурса:

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{Flim}}{N_K}} \quad (47)$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

$q = 6$  – твердость менее 350HB;

$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$  – базовое число циклов;

$$N_{k1} = 76020000$$

$$N_{k2} = 13524000$$

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{76020000}} = 0,61$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{13524000}} = 0,81$$

Коэффициент  $Y_A$  учитывает влияние двустороннего приложения нагрузки (реверса). При одностороннем приложении нагрузки  $Y_A = 1$ .

$$[\sigma]_{F1} = \frac{682 \cdot 0,61 \cdot 1}{1,7} = 244$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{682 \cdot 0,81 \cdot 1}{1,7} = 324$$

Определение напряжений изгиба при действии максимальной нагрузки:

Допускаемые напряжения изгиба:

$$\sigma_{FPmax} = \frac{\sigma_{FSt} \cdot Y_X}{S_{FStmin}} \quad (48)$$

$\sigma_{FSt} = 1600$  МПа – предельные напряжения изгиба при максимальной

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

нагрузке;

Минимальный коэффициент запаса прочности:

$$S_{FStmin} = Y_Z \cdot S_Y \quad (49)$$

$Y_Z = 1$  – коэффициент учитывающий способ получения заготовки;

$S_Y = 1,75$  – коэффициент, учитывающий вероятность неразрушения;

$Y_X = 1$  – коэффициент учитывающий размеры колеса;

$$\sigma_{FPmax} = \frac{1600 \cdot 1}{1 \cdot 1,75} = 914 \text{ МПа}$$

Проектирование 2 передачи

Уточняем предварительно найденное значение межосевого расстояния:

$$a_w = K_a \cdot (i_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \beta \cdot T_2}{\psi_{ba} \cdot (i_2)^2 \cdot ([\sigma]_H)^2}} \quad (50)$$

где  $K_a = 495$  - для прямозубых колес;  $K_a = 430$  - для косозубых и шевронных;

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$[\sigma]_H$  допускаемые контактные напряжения (в МПа):

$$[\sigma]_H = 842 \text{ МПа}$$

$\psi_{ba}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot \psi_{bd}}{i_2 + 1}$$

$\psi_{bd}$  – принимаем исходя из расположения зубчатого колеса принимаем 1;

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot 1}{5,6 + 1} = 0,303$$

$K_{H\beta}$  – принимаем исходя из  $\psi_{bd}$ , равным 1,08;

$T_2 = 652 \text{ Нм}$  – момент на колесе;

$$a_w = 430 \cdot (5,6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,08 \cdot 652}{0,303 \cdot 5,6^2 \cdot (842)^2}} = 133 \text{ мм}$$

Принимаем 140 мм.

Ширина зубчатого венца колеса и шестерни:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,303 \cdot 140 \text{ мм} = 42 \text{ мм}$$

$$b_1 = 42 \text{ мм} + 2 \dots 5 \text{ мм} = 47 \text{ мм}$$

Модуль зацепления:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 140 \text{ мм} = 1,4 \dots 2,8$$

Принимаем  $m_n = 2 \text{ мм}$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

Определяем число зубьев зубчатых колес:

$$z_c = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n} \quad (51)$$

Принимаем  $\beta = 12^\circ$

$$z_c = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot 140 \cdot 0,98}{2} = 137,2$$

Число зубьев шестерни равно:

$$z_1 = \frac{z_c}{i_2 + 1} = \frac{137,2}{5,6 + 1} = 20,78 \approx 21$$

Тогда число зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot i_2 = 21 \cdot 5,6 = 117,6 \approx 117$$

Уточняем передаточное число:

$$i_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{117}{21} = 5,57 \approx 5,6$$

Уточняем угол наклона зубьев:

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w}\right) = \arccos\left(\frac{2 \cdot (21 + 117)}{2 \cdot 140}\right) = 9,7^\circ$$

Геометрические размеры шестерни и колеса:

Делительный диаметр:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \text{ мм} \cdot 21}{\cos 9,7} = 42,6 \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \text{ мм} \cdot 117}{\cos 9,7} = 237,4 \text{ мм}$$



Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_{a1} + 2 \cdot m_n = 42,6\text{мм} + 2 \cdot 2\text{мм} = 46,6\text{мм}$$

$$d_{a2} = d_{a2} + 2 \cdot m_n = 237,4\text{мм} + 2 \cdot 2\text{мм} = 241,4\text{мм}$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_{a1} - 2,5 \cdot m_n = 42,6\text{мм} - 2,5 \cdot 2\text{мм} = 37,6\text{мм}$$

$$d_{f2} = d_{a2} - 2,5 \cdot m_n = 237,4\text{мм} - 2,5 \cdot 2\text{мм} = 232,4\text{мм}$$

Проверочный расчет на контактную выносливость зубьев

Уточнение коэффициента  $\psi_{bd}$ :

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{42\text{мм}}{42,6\text{мм}} = 0,98$$

Уточнение коэффициента  $K_{H\beta}$ .

$$K_{H\beta} = 1.16$$

Окружная скорость в зацеплении, м/с,

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 42,6 \cdot 126,7}{60 \cdot 1000} = 0,28 \text{ (м/с)},$$

Степень точности 9.

Перекрытие зубьев характеризуется коэффициентом торцевого перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  и коэффициентом осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta$ .

Коэффициент торцевого перекрытия вычисляется по формуле:

$$\varepsilon_\alpha = \left( 1,88 - 3,2 \cdot \left[ \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right] \right) \cdot \cos \beta = \left( 1,88 - 3,2 \cdot \left[ \frac{1}{21} + \frac{1}{117} \right] \right) \cdot \cos 13,8 = 1,7.$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

Коэффициент осевого перекрытия:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{42 \cdot \sin 9,7}{3,14 \cdot 2} = 1,12.$$

Суммарный коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,7 + 1,12 = 2,82.$$

Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления примем:

$$K_{H\alpha} = 1,2.$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении определяется по формуле:

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV} \cdot b_w \cdot d_1}{2000 \cdot T_1}, \quad (52)$$

где  $W_{HV}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$W_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (53)$$

где  $\delta_H$  – коэффициент, учитывающий влияния вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев:

$$\delta_H = 0,004,$$

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (таблица 3.4 учебного пособия):

$$g_0 = 73$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

Тогда:

$$W_{HV} = 0.004 \cdot 73 \cdot 0,31 \cdot \sqrt{\frac{140}{5,6}} = 0,45.$$

Подставив в формулу получим:

$$K_{HV} = 1 + \frac{0,45 \cdot 42 \cdot 42,6}{2000 \cdot 115,9} = 1,003.$$

Удельная расчетная окружная сила,

$$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_1}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{2000 \cdot 115,9}{42 \cdot 42,6} \cdot 1,2 \cdot 1,16 \cdot 1,003 = 180,8(\text{Н/мм}).$$

Коэффициент  $Z_\varepsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий, для косозубой передачи с коэффициентом осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta < 1$ :

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,7}} = 0,75$$

Расчетное контактное напряжение определяется как:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{i_2 + 1}{i_2}},$$

где  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полосе зацепления:

$$Z_H = 2.34,$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

$Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес:

$$Z_E=190,$$

Тогда подставив все коэффициенты в формулу, получим:

$$\sigma_H = 2,34 \cdot 190 \cdot 0,75 \cdot \sqrt{\frac{180,8}{42,6} \cdot \frac{5,6 + 1}{5,6}} = 745(\text{МПа}).$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}.$$

Проверка выполнения условия:

$$745 (\text{МПа}) \leq 842 (\text{МПа}).$$

Следовательно, условие прочности выполнилось.

Расчет на выносливость зубьев по изгибу.

Цель расчета – предотвращение усталостного излома зубьев у основания вследствие действия переменных напряжений изгиба.

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе:

$$K_{F\beta}=1,3$$

$K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. При расчетах на изгибную прочность полагают, что влияние погрешностей изготовления на распределение нагрузки между зубьями то же, что и в расчетах на контактную прочность, т.е.

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}=1,2$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV} \cdot b_w \cdot d_1}{2000 \cdot T_1}, \quad (54)$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где  $W_{FV}$  – удельная окружная сила при расчете на изгиб, Н/мм:

$$W_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (55)$$

$\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев, (таблица 3.3 учебного пособия).

$$\delta_F = 0,006$$

$$W_{FV} = 0,006 \cdot 73 \cdot 0,28 \cdot \sqrt{\frac{140}{5,6}} = 0,61.$$

$$K_{FV} = 1 + \frac{0,61 \cdot 42 \cdot 42,6}{2000 \cdot 115,9} = 1,004.$$

Удельная расчетная окружная сила определяется по формуле:

$$W_{Ft} = \frac{2000 \cdot T_1}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{2000 \cdot 115,9}{42 \cdot 42,6} \cdot 1,2 \cdot 1,3 \cdot 1,004 = 202 \text{ (Н/мм)}.$$

Коэффициент  $Y_{FS}$ , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев:

$$Z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta}, \quad (56)$$

где  $\beta$  – угол наклона зубьев.

Тогда:

$$Z_{V1} = \frac{21}{\cos^3 9,7} = 21,9.$$

$$Z_{V2} = \frac{117}{\cos^3 9,7} = 122,1.$$

Следовательно:

$$Y_{FS1} = 4,03; Y_{FS2} = 3,6,$$

Расчет будем проводить для менее прочного зубчатого колеса передачи, которое выбирается из сравнения отношений для колеса и шестерни:

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} \text{ и } \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}},$$

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{244}{4,03} = 60,5,$$

$$\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{324}{3,6} = 90.$$

Следовательно, расчет будем проводить для менее прочного зубчатого колеса передачи, т.е. для шестерни.

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев для косозубых передач при  $\varepsilon_\beta < 1$  определяется как:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,7} = 0,58.$$

Коэффициент, учитывающий наклон зуба:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 1,77 \cdot \frac{9,7}{120} = 0,86.$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

Расчетное напряжение изгиба на переходной поверхности зуба определяется по формуле:

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{W_{Ft}}{m_n} = 4,03 \cdot 0,58 \cdot 0,86 \cdot \frac{202}{2} = 203 \text{ (МПа)},$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP},$$

$$203 \text{ (МПа)} \leq 244 \text{ (МПа)}.$$

Следовательно, условие прочности выполнилось.

Проверочный расчет на контактную выносливость зубьев при действии максимальной нагрузки.

Расчетное напряжение, создаваемое наибольшей действующей нагрузкой:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{max}}{T_H}} \leq \sigma_{HP} \quad (57)$$

Где  $\sigma_H = 745$  МПа – расчетное контактное напряжение;

$\sigma_{HP} = 842$  МПа – допускаемое контактное напряжение;

$\frac{T_{max}}{T_H} = \beta$  – кратность кратковременных пиковых перегрузок в приводе,

так как в приводе имеется муфта принимаем 1,2.

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\beta} = 745 \cdot \sqrt{1,2} = 816 \text{ МПа} < 842 \text{ МПа}$$

Следовательно, условие прочности выполнилось.

Проверочный расчет на прочность при изгибе зубьев при действии максимальной нагрузки.

Расчетное напряжение создаваемое наибольшей действующей нагрузкой:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{T_{max}}{T_H} \leq \sigma_{FP} \quad (58)$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

Где  $\sigma_F = 203 \text{ МПа}$  – расчетное контактное напряжение;

$\sigma_{FRmax} = 914 \text{ МПа}$  – допускаемое контактное напряжение;

$\frac{T_{max}}{T_H} = \beta$  – кратность кратковременных пиковых перегрузок в приводе,

так как в приводе имеется муфта принимаем 1,3.

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \beta = 203 \cdot 1,3 = 263,9 \text{ МПа} < 914 \text{ МПа}$$

Следовательно, условие прочности выполнилось.

### 2.3 Выбор и расчет муфт привода

#### Выбор и расчет упругой компенсирующей муфты

В качестве упругой муфты выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую (МУВП). Упругим элементом служат гофрированные резиновые втулки.

Муфты упругие втулочно-пальцевые (МУВП) получили широкое распространение благодаря относительной простоте конструкции и удобству замены упругих элементов. Однако их характеризует невысокая компенсирующая способность, а при соединении несоосных валов – достаточно большое силовое воздействие на валы и опоры, при этом резиновые втулки быстро разрушаются. МУВП также способна амортизировать толчки и удары, демпфировать небольшие колебания и предупреждать резонанс.

Муфты данного типа обладают большой радиальной и угловой жесткостью.

Муфта представлена на рис. 2.1. Во фланце полумуфты 1 коническими хвостовиками закреплены пальцы 2, на которые надеты резиновые втулки 3. Втулки входят в отверстия, расположенные во фланце полумуфты 4.

Типоразмер МУВП выбираем согласно ГОСТ 21424-93 по диаметру вала и по величине расчетного вращающего момента.

$$T_{РАСЧ} = k \cdot T_{НОМ} = 1,3 \cdot 21,12 = 27,5 \text{ Нм}; \quad (59)$$

где  $T_{НОМ} = 17,2 \text{ Нм}$  – вращающий момент на соединяемых валах;  $k = 1,3 \dots 1,4$  – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации;  $[T] = 250 \text{ Нм}$  – допускаемое значение вращающего момента выбранной муфты.

Основные геометрические размеры:  $d = 32 \text{ мм}$ ,  $D = 140 \text{ мм}$ ,  $L = 121 \text{ мм}$ .

Материал полумуфт: чугун СЧ 20 ГОСТ 1412-85

Материал пальцев: сталь 45 ГОСТ 1050-88

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57



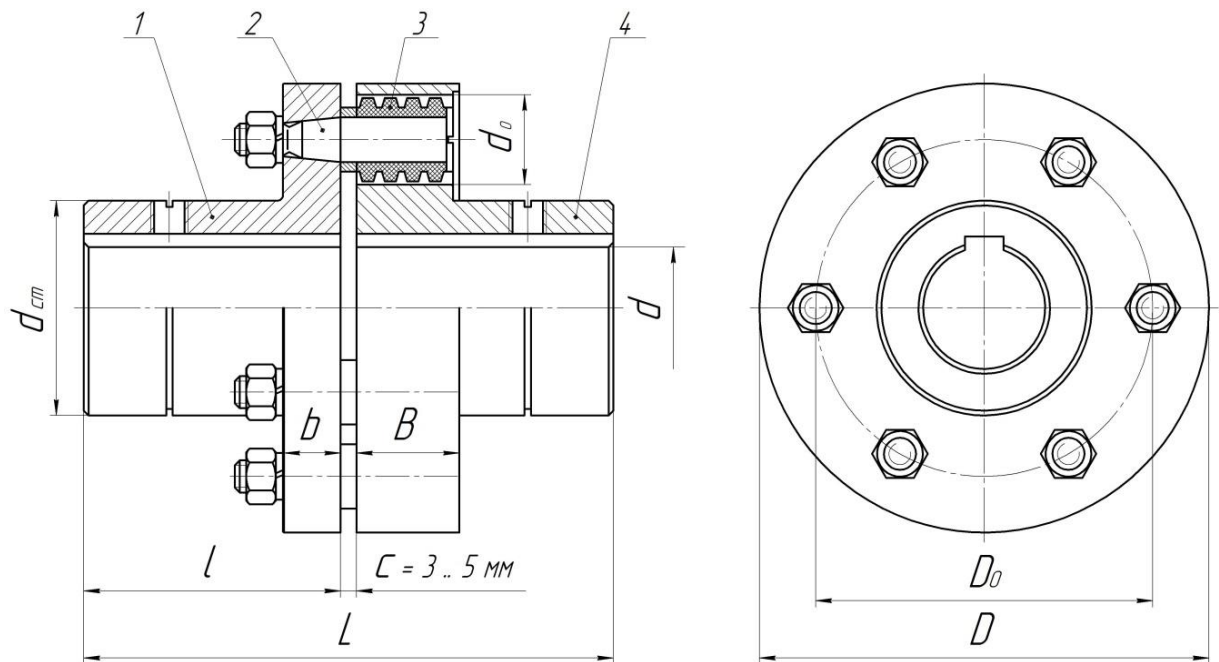


Рисунок 4 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

Проверочный расчет резиновых втулок выполняется по условию их прочности на смятие, а самих пальцев – по условию прочности на изгиб.

Усилие приходящееся на один палец:

$$F_n = \frac{2000 \cdot T_{\text{расч}}}{D_0 \cdot z} = \frac{2000 \cdot 27,5}{105 \cdot 6} = 87,3 \text{ Н}; \quad (60)$$

где  $D_0 = 105$  мм – диаметр расположения пальцев;  $z = 6$  – количество пальцев.

Условие прочности втулок муфты:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_n}{d_n \cdot l_g} = \frac{87,3}{14 \cdot 28} = 0,22 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 1,8 \dots 2,0 \text{ МПа}; \quad (61)$$

где  $d_n = 14$  мм – диаметр пальца;  $l_g = 28$  мм – длина втулки;  $[\sigma_{\text{см}}] = 1,8 \dots 2,0$  МПа – допускаемое напряжение смятия.

Условие прочности пальцев на изгиб:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{32 \cdot F_n \cdot (0,5 \cdot l_g + c)}{\pi \cdot d_n^3} = \frac{32 \cdot 87,3 \cdot (0,5 \cdot 28 + 5)}{\pi \cdot 14^3} = 6,16 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{и}}] = 60 \dots 70 \text{ МПа}; \quad (62)$$

где  $c = 3 \dots 5$  мм – зазор между полумуфтами;  $[\sigma_{\text{и}}] = 60 \dots 70$  МПа – допускаемое напряжение изгиба для пальцев.

Условие прочности пальцев на изгиб выполнено.

										Лист
										58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ					

## Выбор и расчет фрикционной полумуфты

Для предохранения приводных устройств от повреждений при возникновении случайных перегрузок, превышающих расчетную нагрузку, применяют муфту, автоматически размыкающие приводную линию [3].

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.

Данный привод ленточного конвейера включает муфту фрикционную, комбинированную с ведомой звездочкой открытой цепную передачу.

Диаметр выходного конца вала барабана  $d = 75$  мм.

Расчетный вращающий момент на валу исполнительного механизма:

$$T_{РАСЧ} = k \cdot T_{НОМ} = 1,3 \cdot 1716,05 = 2230 \text{ Нм}; \quad (63)$$

где  $T_{НОМ} = 1716,05$  Нм – вращающий момент на соединяемых валах;  $k = 1,3 \dots 1,5$  – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации цепного конвейера.

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  $[p]$ :

$$[F_a] \leq \frac{0,25 \cdot 3,14 \cdot (D_H^2 - D_B^2)}{4}; \quad (64)$$

где  $[p] = 0,25$  МПа для несмазываемых муфт с асбестовыми обкладками на дисках;  $D_1 = (3,5 \dots 4) \cdot d = (3,5 \dots 4) \cdot 75 = 270$  мм – наружный диаметр кольцевой поверхности трения дисков;  $D_2 = (0,5 \dots 0,6) \cdot D_1 = (0,5 \dots 0,6) \cdot 270 = 140$  мм – внутренний диаметр кольцевой поверхности трения дисков.

$$[F_a] \leq \frac{0,25 \cdot 3,14 \cdot (270^2 - 140^2)}{4} = 10460 \text{ Н}.$$

Число пар трения определяется:

$$z \geq \frac{T_{np}}{T_{тр}}; \quad (65)$$

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

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						59
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Предельный момент начала срабатывания муфты определяется из условия равенства его момента от сил трения на дисках:

$$T_{np} = s \cdot T_p = 1,35 \cdot 2230 = 3010 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (66)$$

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

Момент трения определяется:

$$T_{mp} = F_a \cdot f \cdot R_{np}; \quad (67)$$

где  $R_{np}$  – приведенный радиус, равный:

$$R = 0,33 \cdot \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2} = 0,33 \cdot \frac{270^3 - 140^3}{270^2 - 140^2} = 105 \text{ мм};$$

$f$  – коэффициент трения,  $f=0,4$ ;

Отсюда момент трения равен:

$$T_{mp} = 10460 \cdot 0,4 \cdot 0,105 = 439,32 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

А число пар трения равно:

$$\frac{T_{np}}{T_{mp}} = \frac{3010}{439,32} = 6,85 \leq z$$

Полученный результат округляем до четного числа  $z = 8$  и находим:

– число ведущих дисков  $z_1 = 0,5 \cdot z = 0,5 \cdot 8 = 4$ ;

– число ведомых дисков  $z_2 = z_1 + 1 = 4 + 1 = 5$ .

Уточняем  $F_a$ :

$$F_A = \frac{T_{np}}{f \cdot R \cdot z} = \frac{3010 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 105 \cdot 8} = 8958 \text{ Н}.$$

Условие  $F_A = 8958 \text{ Н} \leq [F_A] = 10460 \text{ Н}$  выполнено.

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### Расчет пружины

Для расчета пружины используем максимальное осевое усилие, рассчитанное в пункте 2.2:  $F_a = 8958 \text{ Н}$ . Примем величину осадки  $\lambda = 13 \text{ мм}$  и количество пружин  $n = 8$ . Тогда сила, приходящаяся на одну пружину:

$$F = \frac{F_a}{n} = \frac{8958}{8} = 1120 \text{ Н}.$$

Индекс пружины примем  $C = 6$ , тогда коэффициент кривизны витка:

$$k = \frac{4C + 2}{4C - 3} = \frac{4 \cdot 6 + 2}{4 \cdot 6 - 3} = \frac{26}{21} = 1,24.$$

Выбираем для пружин стальную углеродистую проволоку II класса по ГОСТ 9389-75 [6]. Временное сопротивление при растяжении  $\sigma_s = 1400 \text{ МПа}$ .

Допускаемое касательное напряжение в поперечном сечении витка:

$$[\tau] = 0,4 \cdot \sigma = 0,4 \cdot 1400 = 560 \text{ МПа}.$$

Определим диаметр проволоки:

$$d = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot F \cdot C}{[\tau]}} = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{1,24 \cdot 1120 \cdot 6}{560}} = 6,17 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d = 6,3 \text{ мм}$  – диаметр проволоки.

Определим диаметр пружины:

$$D = d \cdot C = 6,3 \cdot 6 = 37,8 \text{ мм}.$$

Число рабочих витков:

$$z = \frac{\lambda \cdot G \cdot d}{8 \cdot F \cdot C^3} = \frac{13 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 6,3}{8 \cdot 1120 \cdot 6^3} = 3,38;$$

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

Полученное значение округляем до ближайшего целого  $z = 3$ .

Число полных витков:

$$z_0 = z + (1,5 \dots 2) = 3 + 2 = 5.$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

Определим длину пружины, сжатой до соприкосновения витков:

$$H_1 = (z_0 - 0,5) \cdot d = (5 - 0,5) \cdot 6,3 = 28,35 \text{ мм}$$

Зазор между витками пружины:

$$s = 0,1 \cdot d = 0,1 \cdot 6,3 = 0,63 \text{ мм}$$

Регулировочный ход пружины:

$$\lambda_p = z \cdot s = 3 \cdot 0,63 = 1,89 \text{ мм}$$

Полный ход пружины до соприкосновения витков:

$$\lambda_1 = \lambda + \lambda_p = 13 + 1,89 = 14,89 \text{ мм}$$

Определим длину пружины в свободном состоянии:

$$H_0 = H_1 + \lambda_1 = 28,35 + 14,89 = 43,24 \text{ мм}$$

Наружный и внутренний диаметры пружины:

$$D_1 = D + d = 37,8 + 6,3 = 44,1 \text{ мм}$$

$$D_2 = D - d = 37,8 - 6,3 = 31,5 \text{ мм}$$

Определим шаг пружины в свободном состоянии:

$$t = d + \frac{\lambda}{z} + s = 6,3 + \frac{13}{3} + 0,63 = 11,26 \text{ мм}.$$

Найдем отношение:  $\frac{H_0}{D} = \frac{43,24}{37,8} = 1,14.$

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

Сила, сжимающая пружину до соприкосновения витков:

$$F_1 = F \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda} = 1120 \cdot \frac{14,89}{13} = 1282,83 \text{ Н}.$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

Определим максимальное фактическое напряжение в витках пружины:

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot k \cdot F_1 \cdot D}{\pi \cdot d^3}; \quad (68)$$

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot 1,24 \cdot 1282,83 \cdot 37,8}{3,14 \cdot 6,3^3} = 612,66 \text{ МПа}.$$

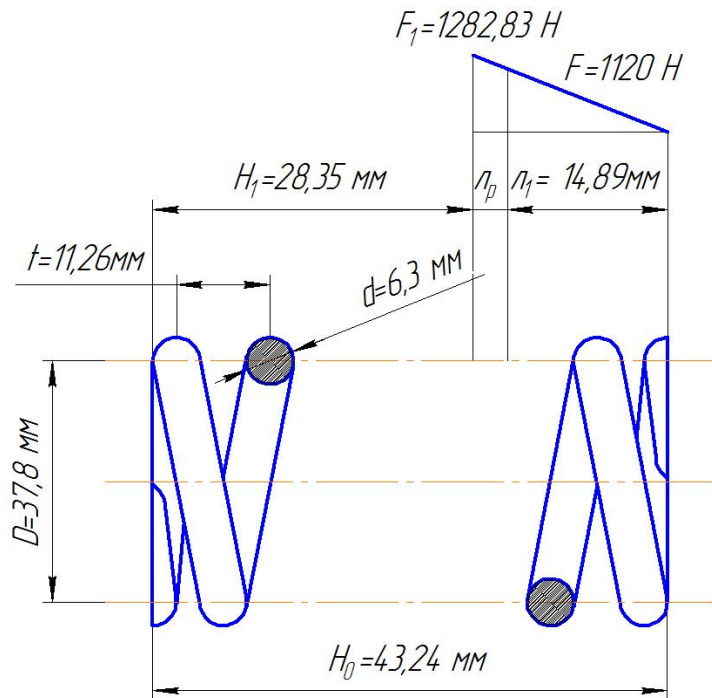


Рисунок 5– Характеристика пружины

#### Расчет шлицевого соединения

Внутренние шлицы принимаются по ГОСТ 1139-80 [4] по диаметру  $D_2$ , 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  $10 \times 132 \times 140 \times 18$  и фаска  $f = 0,5 \text{ мм}$ .

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

$$d_{\text{cp}} = \frac{D + d}{2} = \frac{140 + 132}{2} = 136 \text{ мм};$$

$$h = \frac{D - d}{2} - 2f = \frac{140 - 132}{2} - 2 \cdot 0,5 = 3 \text{ мм}.$$

Определим суммарную толщину внутренних дисков:

$$\delta_{\Sigma\epsilon} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_p \cdot k_{pH}}{d_{cp} \cdot i \cdot h \cdot [\sigma]_{cm}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 2230 \cdot 1,3}{136 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 90} = 15,79 \text{ мм}$$

При этом толщина одного диска будет равна:

$$\delta = \frac{\delta_{\Sigma}}{z_2} = \frac{15,79}{5} = 3,16 \text{ мм} \rightarrow \delta = 3,5 \text{ мм}$$

Внешние шлицы принимаются также по ГОСТ 1139-80 по диаметру  $D_1$ , соединению  $10 \times 270 \times 278 \times 18$

$$d_{cp} = \frac{278 + 270}{2} = 274 \text{ мм}$$

$$h = \frac{278 - 270}{2} - 2 \cdot 0,5 = 3 \text{ мм}$$

Толщина наружного диска равняется толщине внутреннего,  $\delta = 3,5 \text{ мм}$

Суммарная толщина внешних дисков:

$$\delta_{\Sigma H} = \delta \cdot z_1 = 3,5 \cdot 4 = 14 \text{ мм}.$$

Проверим выполнение условия прочности:

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 2230 \cdot 1,3}{274 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 14} = 50,38 \text{ МПа} \leq 90 \text{ МПа}.$$

$\sigma_{cm} =$   
(69)

Условие выполняется.

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

## 2.4 Расчет цепной передачи

### Описание цепной передачи

Цепная передача — это передача механической энергии при помощи гибкого элемента — цепи, за счёт сил зацепления. Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и цепи. Цепь состоит из подвижных звеньев. В замкнутое кольцо для передачи непрерывного вращательного движения концы цепи соединяются с помощью специального разборного звена.

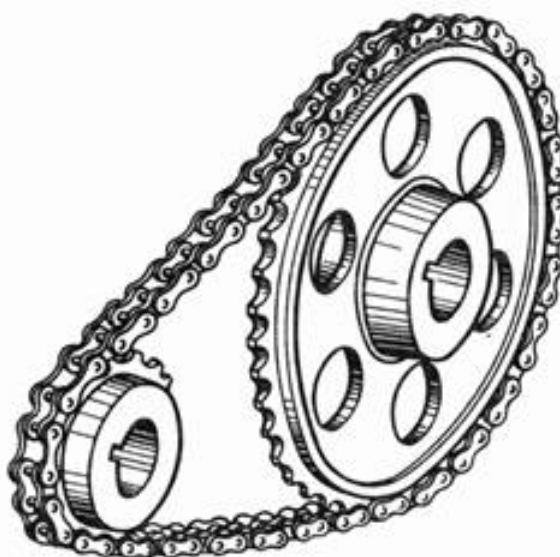


Рисунок 6 – Цепная передача

Цепные передачи универсальны, просты и экономичны. По сравнению с зубчатыми передачами они менее чувствительны к неточностям расположения валов, ударным нагрузкам, допускают практически неограниченные межцентровые расстояния, обеспечивают более простую компоновку, большую подвижность валов друг относительно друга. В сравнении с ремёнными передачами они характеризуются следующими достоинствами: отсутствие проскальзывания и постоянство среднего передаточного отношения; отсутствие предварительного натяжения и связанных с ним дополнительных нагрузок на валы и подшипники; передача большой мощности как при высоких, так и при низких скоростях.

К недостаткам цепной передачи можно отнести сравнительно высокую стоимость цепей, сложность подвода смазочного материала к шарнирам цепи, скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебания передаточного отношения.

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65



## Расчет параметров цепной передачи

Предварительное значение шага однорядной цепи:

$$t_{\text{цепи}} = 4,5\sqrt[3]{T_1} = 4,5\sqrt[3]{613,51} = 38,24\text{мм}; \quad (70)$$

где  $T_1 = 613,51$  Нм – вращающий момент на ведущей звездочке, расположенной на тихоходном валу редуктора.

Выбираем приводную роликую однорядную цепь ПР – 38,1 – 127 по ГОСТ 13568 – 97.[8]

Числа зубьев ведущей и ведомой звездочек:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot i_{\text{оп}} = 29 - 2 \cdot 3,1 = 22,8 \rightarrow z_1 = 23;$$

$$z_2 = z_1 \cdot i_{\text{оп}} = 23 \cdot 3,1 = 71,3 \rightarrow z_2 = 71.$$

4.2.3 Делительный диаметр малой и большой звездочек:

$$d_1 = \frac{t_{\text{цепи}}}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)} = \frac{38,1}{\sin\left(\frac{180}{23}\right)} = 279,8\text{мм}.$$

$$d_2 = \frac{t_{\text{цепи}}}{\sin\left(\frac{180}{z_2}\right)} = \frac{38,1}{\sin\left(\frac{180}{71}\right)} = 861,34\text{мм}.$$

4.2.4 Окружная сила на звездочках:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 613,51}{279,8} = 4385,35\text{Н}.$$

Сила, действующая на валы передачи:

$$F_B = k_B \cdot F_t = 1,15 \cdot 4385,35 = 5043\text{Н};$$

где  $k_B = 1,15$  – коэффициент, учитывающий массу цепи.

Диаметры окружностей выступов звездочек:

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

$$d_{a1} = t_{\text{ЦЕПИ}} \cdot \left( 0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180}{z_1} \right) = 38,1 \cdot \left( 0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180}{23} \right) = 296,27 \text{ мм} .$$

$$d_{a2} = t_{\text{ЦЕПИ}} \cdot \left( 0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180}{z_2} \right) = 38,1 \cdot \left( 0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180}{71} \right) = 879,54 \text{ мм} .$$

Ширина зуба звездочки

$$b_{\text{зуба}} = 0,9 \cdot B_{\text{вн}} - 0,15 = 0,9 \cdot 25,4 - 0,15 = 22,71 \text{ мм} .$$

Число звеньев цепи:

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t_{\text{ЦЕПИ}}} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right) \cdot \frac{t_{\text{цепи}}}{a} = \frac{23 + 71}{2} + \frac{2 \cdot 1500}{38,1} + \left( \frac{71 - 23}{2\pi} \right) \cdot \frac{38,1}{1500} = 126$$

где  $a = (30 \dots 50)t_{\text{ЦЕПИ}} = (30 \dots 50) \cdot 38,1 = 1143 \dots 1905 \approx 1500 \text{ мм}$  – межосевое расстояние.

Межосевое расстояние:

$$a^* = \frac{t_{\text{ЦЕПИ}}}{4} \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right];$$

$$a^* = \frac{38,1}{4} \cdot \left[ 126 - \frac{23 + 71}{2} + \sqrt{\left( 130 - \frac{23 + 71}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{71 - 23}{2\pi} \right)^2} \right] = 1515,76 \text{ мм} .$$

Полученное значение уменьшается на  $\Delta = 0,003 \cdot a^* = 0,003 \cdot 1515,76 = 4,55 \text{ мм}$  .

Окончательное значение межосевого расстояния

$$a = a^* - \Delta = 1515,76 - 4,55 = 1511,21 \text{ мм} .$$

Конструирование ведомой звездочки цепной передачи, выполненной заодно с фрикционной муфтой. Рассчитаем геометрические параметры ведомой звездочки:

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

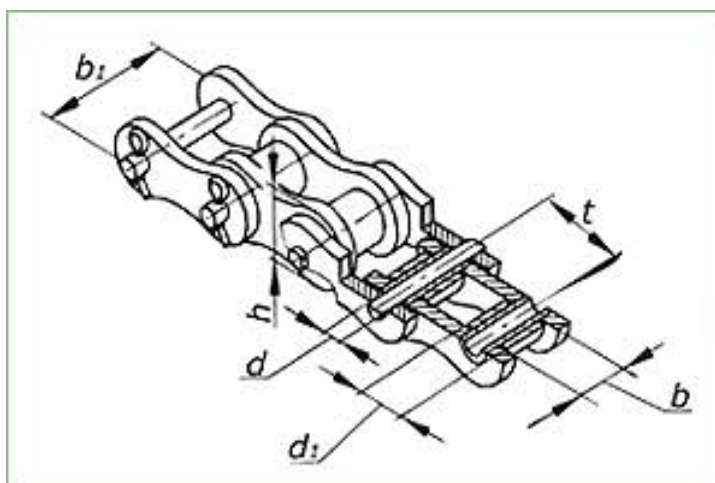


Рисунок 7 – Геометрические параметры приводной роликовой цепи

$t = 38,1\text{мм}$  – шаг цепи;

$z = 71$  – число зубьев ведомой звездочки;

$h = 36,2\text{мм}$  – ширина пластины;

$b_3 = 25,4\text{мм}$  – расстояние между внутренними пластинами;

$D_{ц} = d_3 = 11,12\text{мм}$  – диаметр элемента зацепления;

$\lambda = \frac{t}{D_{ц}} = \frac{38,1}{11,12} = 3,43$  - геометрическая характеристика зацепления.

Параметры зубчатого венца:

$b_f = 0,9 \cdot b_3 - 0,15 = 0,9 \cdot 25,4 - 0,15 = 22,71$  - ширина зуба звездочки;

$b = 0,75 \cdot b_f = 0,75 \cdot 22,71 = 17,03$  - ширина вершины зуба;

$\alpha = 10...15^\circ$  - угол скоса зуба;

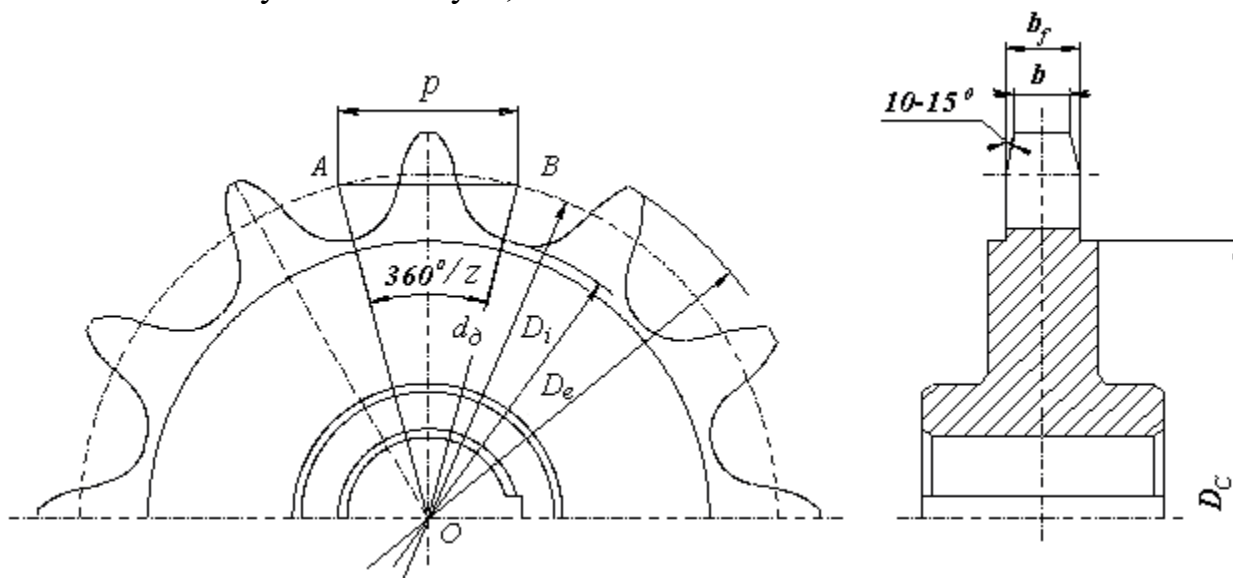


Рисунок 8 – Звездочки приводной цепи

$D_c = t \cdot \text{ctg} \frac{180}{z} - 1,3 \cdot h = 38,1 \cdot \text{ctg} \frac{180}{71} - 1,3 \cdot 36,2 = 813,43\text{мм}$  - диаметр венца;

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ

Лист

68

$D_e = 879,54 \text{ мм}$  - диаметр окружности выступов;

$d_d = 861,34 \text{ мм}$  - делительный диаметр;

$D_i = d_d - (D_u + 0,75 \cdot \sqrt{d_d}) = 861,34 - (11,12 + 0,75 \cdot \sqrt{861,34}) = 828,21 \text{ мм}$  - диаметр окружности впадин;

## 2.5 Проектирование исполнительного органа

### Проектный расчет вала

Определим диаметр выходного конца вала  $d$ , мм:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1716,05 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 75,42 \text{ мм};$$

где  $T = 1716,05 \cdot 10^3$  Нмм – вращающий момент на валу барабана;  $[\tau] = 20 \text{ МПа}$  – допускаемое напряжение на кручение.

Округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 6636-69 [9]  
 $d = 75 \text{ мм}$ .

Диаметр цапф вала в местах установки подшипников:

$$d_{\Pi} = d + 2 \cdot t = 75 + 2 \cdot 3,5 = 82 \text{ мм};$$

где  $t = 3,5$  – высота бурта подшипника.

Округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 6636-69 [10]  
 $d_n = 85 \text{ мм}$ .

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

$$d_{\text{БП}} = d_n + 3 \cdot r; \quad (71)$$

где  $r = 3,5$  – величина радиуса фаски кольца подшипника;

$$d_{\text{БП}} = 85 + 3 \cdot 3,5 = 95,5 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения по ГОСТ 6636-69 [11]  $d_{\text{БП}} = 95 \text{ мм}$ .

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

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$d_{ст} = d_{бн} + 3 \cdot f = 95 + 3 \cdot 2,5 = 102,5 \text{ мм};$$

где  $f = 2,5$  – величина фаски кольца подшипника.

Округляем до стандартного значения по ГОСТ 6636-69 [12]  $d_{ст} = 105 \text{ мм}$ .

Остальные размеры вала принимаем из проектного вычерчивания.

### Выбор подшипника

Выберем для барабана шарикоподшипники радиальные двухрядные сферические (рис. 4.1). Они воспринимают радиальные и небольшие осевые нагрузки; 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, подшипники с коническими отверстиями и закрепительными втулками устанавливаются на гладкие валы без заплечиков.

Выбираем подшипник легкой серии по диаметру вала  $d_{п} = 85 \text{ мм}$  – соответствует подшипник 1217 по ГОСТ 28428-90.

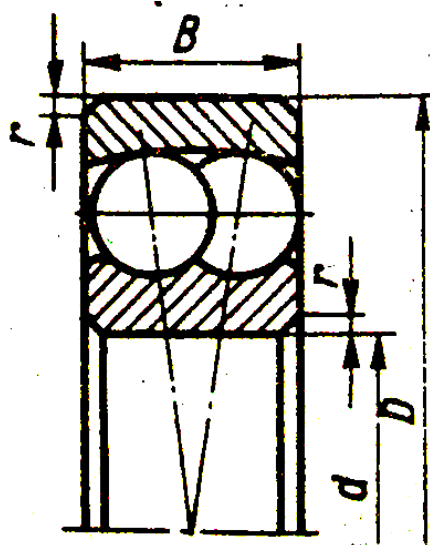


Рисунок 9 – Подшипник шариковый радиальный сферический двухрядный (из ГОСТ 28428-90)

Таблица 4 – Параметры подшипника 1217 по ГОСТ 28428-90

Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
d	D	B	r	$C_r$	$C_{0r}$

85	150	28	3,0	49,0	28,5

### 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 со звездочкой цепной передачи, а вторую опору сделаем плавающей, т.е. по обоим торцам наружного кольца оставим зазоры 3...4 мм.

### Выбор корпуса для подшипника качения и подбор крышек

Корпуса предназначены для применения в оборудовании с отдельной установкой опор валов. Зная диаметр внешнего кольца подшипника  $D$ , выберем стандартный корпус ШМ 150 по ГОСТ 13218.1-80 (рис. 10, табл. 5).

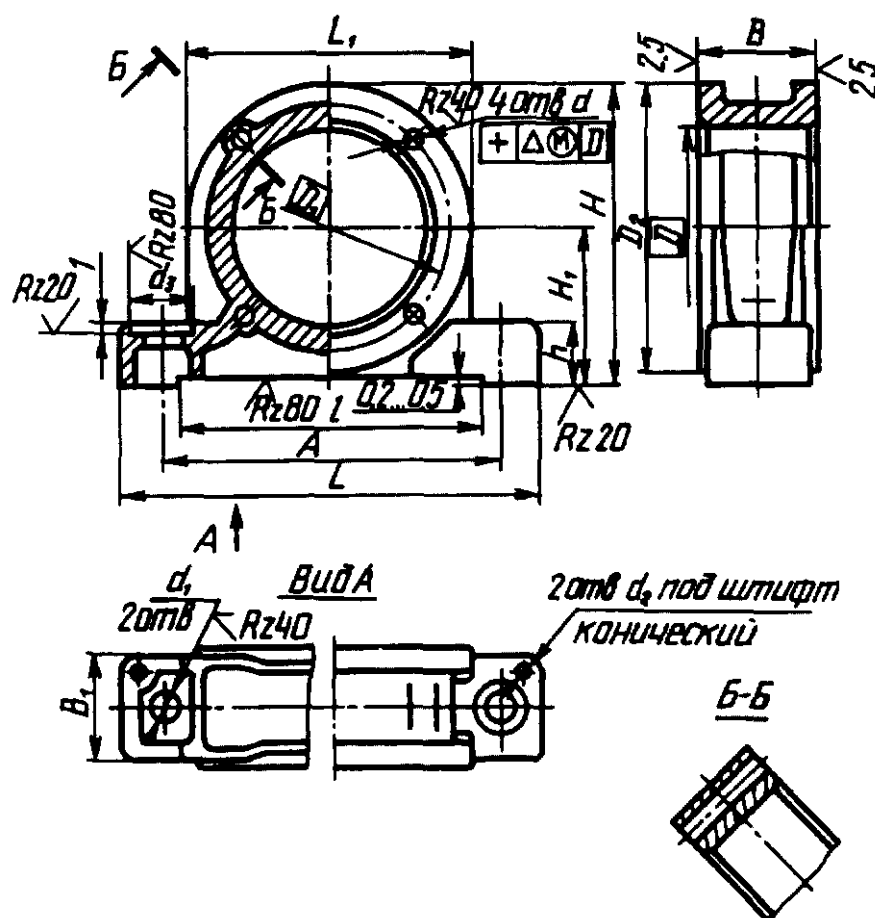


Рисунок 10 – Эскиз корпуса ШМ-150

Таблица 5 – Основные размеры корпуса ШМ-150

D, мм	D <sub>1</sub> , мм	d, мм	d <sub>1</sub> , мм	d <sub>2</sub> , мм	d <sub>3</sub> , мм	A, мм	B, мм	B <sub>1</sub> , мм	L, мм	L <sub>1</sub> , мм	l, мм	H, мм	H <sub>1</sub> , мм	h, мм
150	180	13	22	10	40	250	70	66	305	210	228	215	110	40

Для герметизации подшипниковых узлов, осевой фиксации подшипников и восприятия осевых нагрузок применяются крышки. Крышки подшипников изготавливаются, как правило, из чугуна СЧ15. Крышки конструируют привертными и закладными, глухими и с отверстиями для выхода выступающего конца вала.

Определяющим для конструирования крышки является диаметр D отверстия в корпусе под подшипник. Основные конструктивные параметры даны в таблице 7 в зависимости от диаметра D.

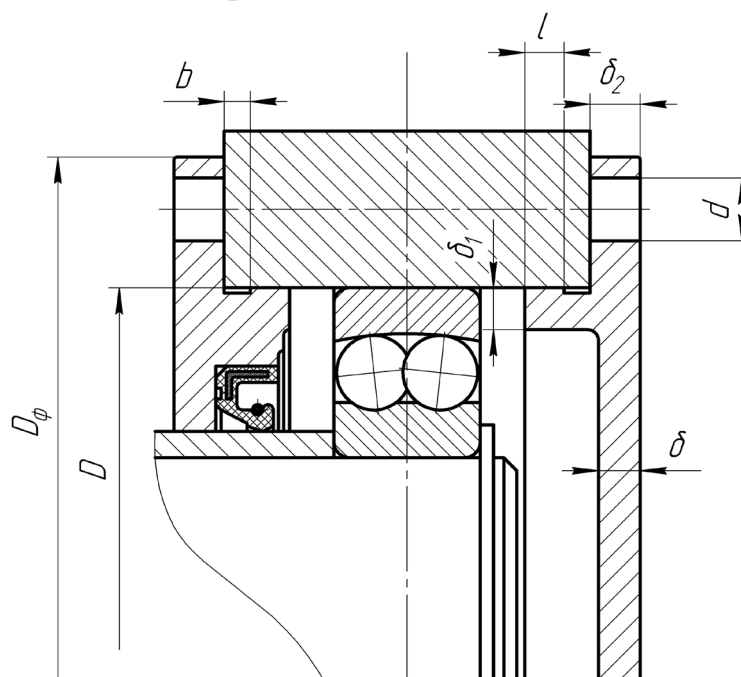


Рисунок 11– Крышки подшипниковых узлов

Таблица 6- Размеры конструктивных элементов крышек

Параметры	Конструктивные элементы, мм
Толщина стенки $\delta$	8
Толщина $\delta_1$ центрирующего пояска	$(0,9 \dots 1,0) \cdot \delta = 8$
Толщина $\delta_2$ фланца	$1,2 \cdot \delta = 9,6$
Длина $l$ центрирующего пояска крышки	$(1,2 \dots 1,5) \cdot b = 4,5$
Ширина канавки $b$	5
Диаметр $d$ винтов крепления	12
Число $z$ винтов крепления	6
Диаметр $D_{\phi}$ фланца крышки	$D + (4,0 \dots 4,4) \cdot d = 200$

### Выбор манжетного уплотнения

Манжеты в крышках выбраны по ГОСТ 8752-79 исходя из посадочного диаметра  $d = 95$  мм. На рисунке 10 приведена манжета 1.1-95×120-1 ГОСТ 8752-79.



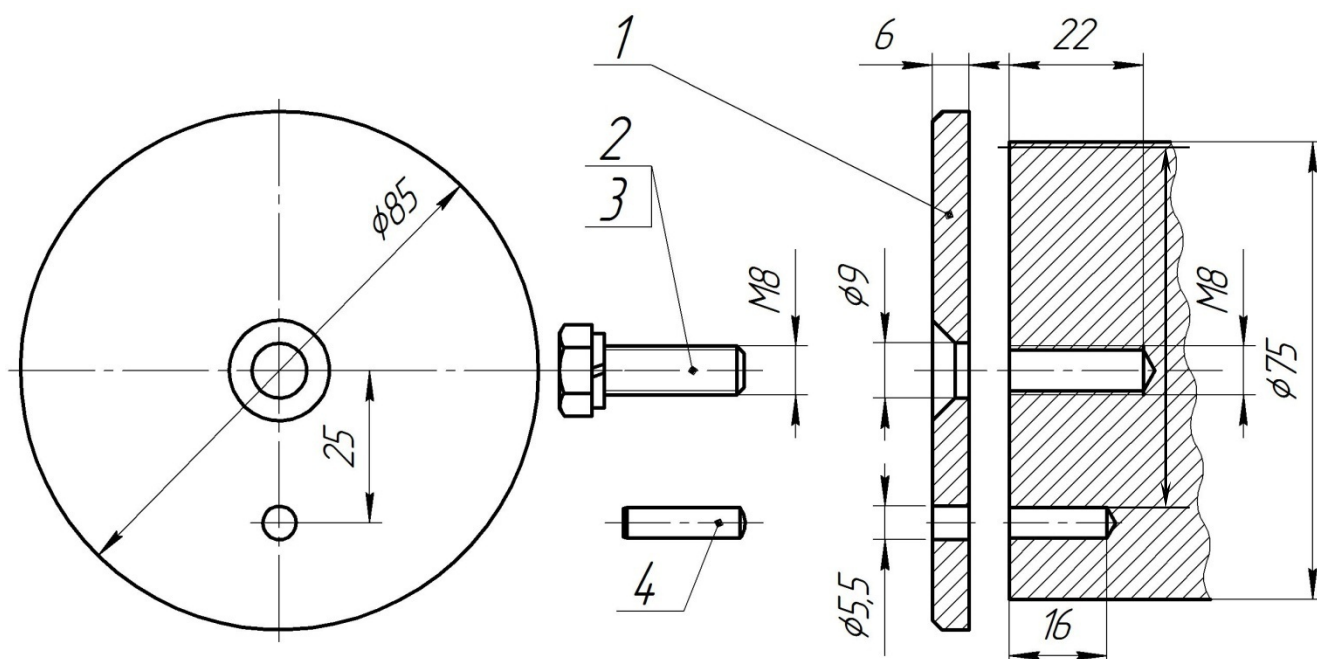
Рисунок 12 – Манжета 1.1-95×120-1 ГОСТ 8752-79

### Выбор шайб

Для конца вала, на котором находится ведомая звездочка цепной передачи, скомпонованная с фрикционной муфтой, выберем шайбу 7019-0642 ГОСТ 14734-69, штифт 5×20 ГОСТ 3129-70, болт М8-6g×25 ГОСТ 7805-70, шайба 8Н ГОСТ 6402-70. Приведем ниже на рисунке 4.5.

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73





1 – шайба 7019-0642 ГОСТ 14734-69; 2 – болт М8-25 ГОСТ 7805-70; 3 – шайба 8Н ГОСТ 6402-70; 4 – штифт 5×20 ГОСТ 3129-70.

Рисунок 13 – Шайба концевая

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

Составляем расчетную схему.

Необходимые размеры  $l_1, l_2, l_3, l_4$ :

$$l_1 = 137 \text{ мм};$$

$$l_2 = 160 \text{ мм};$$

$$l_3 = 300 \text{ мм};$$

$$l_4 = 160 \text{ мм}.$$

Определим силы, действующие на вал приводных звездочек:

$F_T = 10000 \text{ Н}$  – сила тяги троса;

так как барабан имеет две точки опоры на валу, то будет две реакции, действующие в одном направлении,  $F_T/2 = 5000 \text{ Н}$ .

Сила, действующая на валы от ведомой звездочки открытой цепной передачи:

$$F_{цп} = 5043 \text{ Н} .$$

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

Реакции опор в плоскости YZ:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ

Лист

74

$$\sum M_A = -F_{\text{цп}} \cdot l_1 - \frac{F_q}{2} \cdot l_2 - \frac{F_q}{2} \cdot (l_3 + l_2) + R_{By} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{5043 \cdot 0,137 + 5000 \cdot 0,16 + 5000 \cdot (0,16 + 0,3)}{0,16 + 0,3 + 0,16} = 6114H.$$

$$\sum M_B = \frac{F_q}{2} \cdot l_4 + \frac{F_q}{2} \cdot (l_3 + l_4) - R_{Ay} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) - F_{\text{цп}} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{5000 \cdot 0,16 + 5000 \cdot (0,3 + 0,16) - 5043 \cdot (0,137 + 0,16 + 0,3 + 0,16)}{0,16 + 0,3 + 0,16} = -1157H$$

Максимальное эквивалентное напряжение в опасном сечении.

Найдем значение момента в опасном сечении посадки левой звездочки на вал:

$$M_{\max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{0^2 + 1313^2} = 1313H \cdot m.$$

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

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{кр}}^2}. \quad (72)$$

Найдем  $\sigma_{\text{из}}$ :

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\max} \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1313 \cdot 1000}{0,1 \cdot 105^3} = 11,34 \text{ МПа}.$$

Предполагая, что крутящий момент распределен по валу равномерно, примем  $T_{\text{кр}} = 1716,05 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , отсюда найдем касательные напряжения  $\tau_{\text{кр}}$ :

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{T_{\text{кр}} \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} = \frac{1716,05 \cdot 1000}{0,2 \cdot 105^3} = 7,41 \text{ МПа}.$$

Зная  $\sigma_{\text{из}}$  и  $\tau_{\text{кр}}$ , найдем эквивалентное напряжение  $\sigma_3$ :

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{кр}}^2} = \sqrt{11,34^2 + 4 \cdot 7,41^2} = 18,66 \text{ МПа}.$$

Вычислим допускаемые напряжения  $[\sigma]$ :

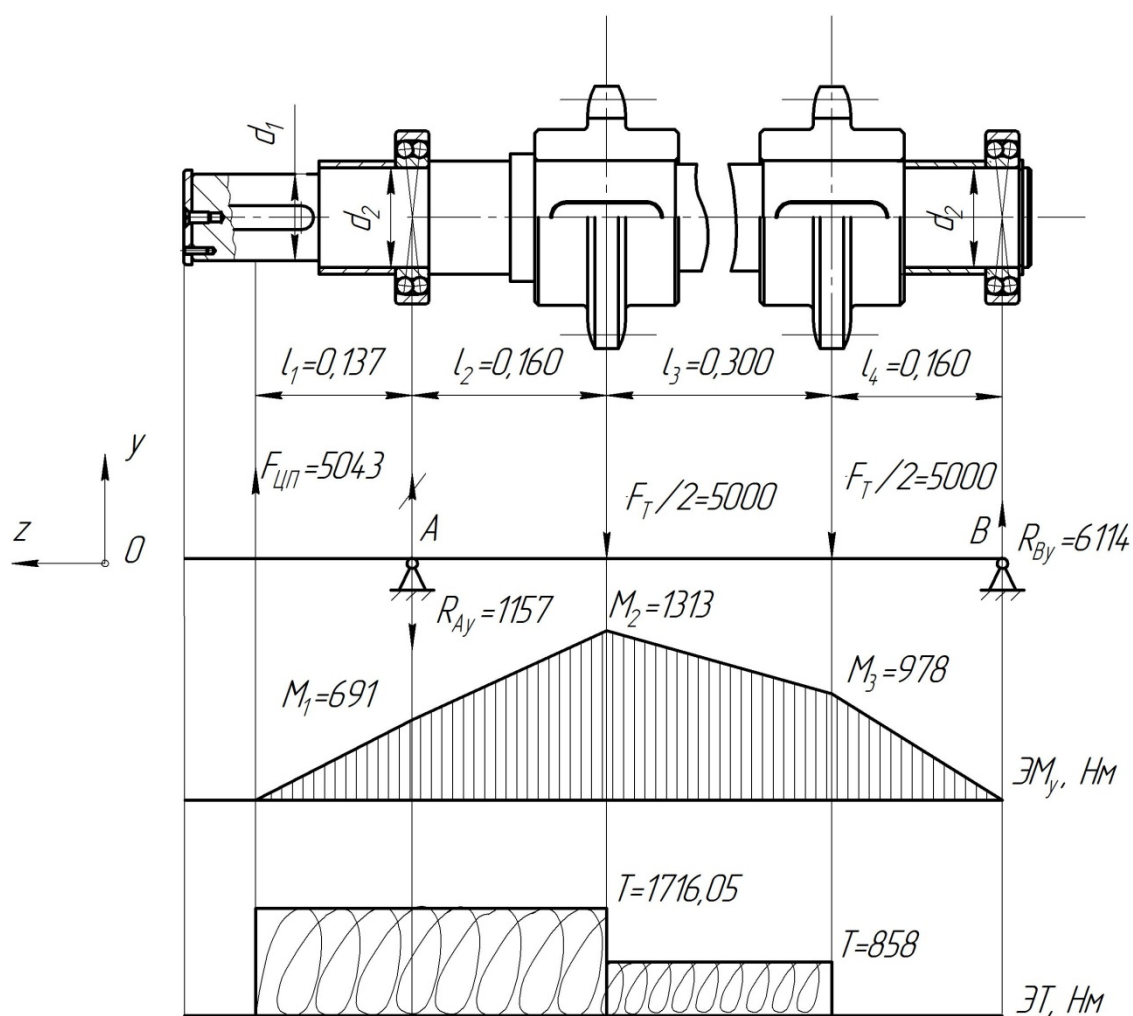
$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{[n] \cdot K_n} = \frac{450}{2 \cdot 2} = 112,5 \text{ МПа};$$

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

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

$$\sigma_3 = 18,66 \text{ МПа} < [\sigma] = 112,5 \text{ МПа};$$

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



$$M_1 = F_{цп} \cdot l_1 = 5043 \cdot 0,137 = 691 \text{ Нм};$$

$$M_2 = F_{цп} \cdot (l_1 + l_2) - R_{Ay} \cdot l_2 = 5043 \cdot (0,137 + 0,16) - 1157 \cdot 0,16 = 1313 \text{ Нм};$$

$$M_3 = R_{By} \cdot l_4 = 6114 \cdot 0,16 = 978 \text{ Нм}.$$

Рисунок 14 – Расчетная схема вала исполнительного органа

### Расчет вала на сопротивление усталости

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

$$\sigma_{из} = \frac{M_{\max} \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1313 \cdot 1000}{0,1 \cdot 105^3} = 11,34 \text{ МПа}.$$

Касательные напряжения найдем из выражения:

$$\tau_{кр} = \frac{T_{кр} \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} = \frac{1716,05 \cdot 1000}{0,2 \cdot 105^3} = 7,41 \text{ МПа}.$$

Эквивалентные напряжения находятся по четвертой гипотезе пластичности:

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} = \sqrt{11,34^2 + 3 \cdot 7,41^2} = 17,13 \text{ МПа}$$

Если выполняется условие:

$$\sigma_{эkv} = 17,13 \text{ МПа} \leq \frac{\varepsilon \cdot \sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot [s]} = \frac{0,65 \cdot 380}{1,85 \cdot 1,5} = 89 \text{ МПа};$$

то расчет на сопротивление усталости не проводится;  
где  $\varepsilon = 0,65$  – масштабный коэффициент, для углеродистой стали с диаметром вала  $d = 105$  мм;  
 $\sigma_{-1} = 380$  МПа – предел выносливости материала при изгибе с симметричным циклом изменения напряжений;

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

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

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

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

### 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:

$$s_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2}} \geq [s_T] \quad (73)$$

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

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

$\sigma_{\text{max}}$  и  $\tau_{\text{max}}$  – наибольшие нормальные и касательные напряжения, возникающие при пиковых нагрузках, которые рассчитываются по формулам:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M \cdot 10^3 \cdot K_\Pi}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1313 \cdot 1000 \cdot 1,4}{0,1 \cdot 105^3} = 15,88 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{T_{\text{кр}} \cdot 10^3 \cdot K_\Pi}{0,2 \cdot d^3} = \frac{1716,05 \cdot 1000 \cdot 1,4}{0,2 \cdot 105^3} = 10,38 \text{ МПа};$$

где  $M$  и  $T$  – изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении;

$K_\Pi = 1,4$  – при установке в приводе предохранительной муфты.

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2} = \sqrt{15,88^2 + 3 \cdot 10,38^2} = 24 \text{ МПа}.$$

$$s_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} = \frac{650}{24} = 27,08 \geq [s_T] = 1,3 \dots 1,8.$$

Условие выполняется.

### Проверочный расчет шпоночных соединений

Для посадки муфты на вал выберем шпонку  $20 \times 12 \times 110$  ГОСТ 23360-78, для посадки ступицы звездочки на вал – шпонку  $20 \times 12 \times 110$  ГОСТ 23360-78

Условие работоспособности шпонки:

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot k} \leq [\sigma_{\text{см}}]; \quad (74)$$

где  $T = 1716,05$  Нм – передаваемый момент.

Шпонка для посадки муфты на вал диаметром  $d = 75$  мм:

$l_p = 90$  мм – рабочая длина шпонки;

$k$  – глубина врезания шпонки:

$$k = h - t_1 = 12 - 7,5 = 4,5 \text{ мм};$$

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

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1716,05}{75 \cdot 90 \cdot 4,5} = 113 \text{ МПа} \leq 150 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

Шпонка для посадки приводной звездочки на вал диаметром  $d = 105$  мм:

$l_p = 90$  мм – рабочая длина шпонки;

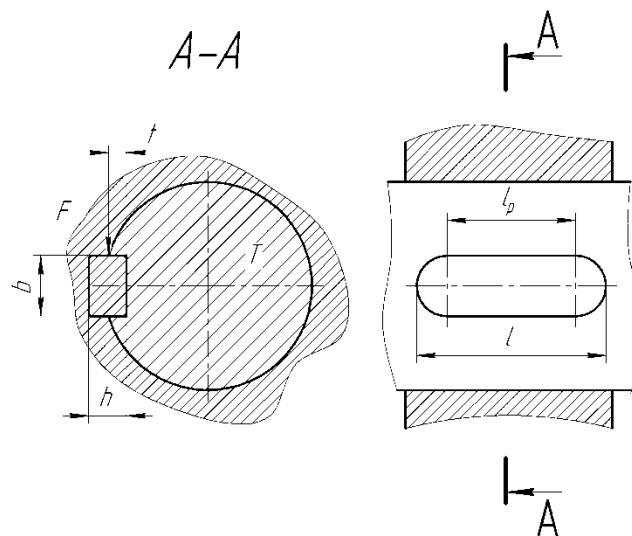
$k$  – глубина врезания шпонки:

$$k = h - t_1 = 12 - 7,5 = 4,5 \text{ мм};$$

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

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1716,05}{105 \cdot 90 \cdot 4,5} = 80,71 \text{ МПа} \leq 150 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ

Лист

79

Рисунок 15 – Эскиз соединения призматической шпонкой

Таблица 7 – Размеры шпонки 20×12×110 ГОСТ 23360-78, мм

l	b	h	k	l <sub>p</sub>	R
110	20	12	4,5	90	10

**Проверочный расчет подшипников качения на долговечность**

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  $R_B = 9447$  Н) и рассчитаем эквивалентную динамическую нагрузку:

$$P_r = R_B \cdot V \cdot K_B \cdot K_T = 6114 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 7337 \text{ Н};$$

где  $V = 1$  – коэффициент вращения кольца;  $K_B = 1,2$  – коэффициент безопасности;  $K_T = 1$  температурный коэффициент;  $R_B = 6114$  Н – радиальная нагрузка на подшипник.

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

$$L_{sah} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left( \frac{49000}{7337} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 7,27} = 680000 \text{ ч},$$

где  $C_r = 49000$  Н – базовая динамическая грузоподъемность подшипника;  $P_r$  – эквивалентная динамическая нагрузка;  $k = 3$  – показатель степени для шариковых подшипников;  $n = 7,27$  мин<sup>-1</sup> – частота вращения кольца, равная частоте вращения вала.

Сравним полученный результат с заданным ресурсом всего механизма ( $L_{прив.} = 12000$ ч):

$$L_{sah} = 680000 \text{ ч} < L_{прив.} = 12000 \text{ ч}.$$

Неравенство соблюдается, значит, подшипник нам подходит.

**Конструирование тяговой звездочки**

В цепных конвейерах тяговым элементом являются цепи, движение которых осуществляется за счет приводных звездочек.

Цепь подбирают по расчетному разрушающему усилию в цепи:

$$[F_p] = [n] \cdot F_t = 6 \cdot 10000 = 60000 \text{ Н};$$

где  $[n] = 5 \dots 6$  – коэффициент запаса прочности;  $F_t = 10000$  – окружная сила на звездочках.

Выбираем тяговую пластинчатую Цепь М80 – 2 – 63 – 1 ГОСТ 588-81. Такая цепь является очень прочным тяговым элементом, которая имеет максимальную гибкость, минимальный ваз и служит для перемещения материалов в горизонтальном положении. Параметры цепи:

$t = 63$  мм – шаг цепи;

$h = 35$  мм – ширина пластины;

$b_3 = 27$  мм – расстояние между внутренними пластинами;

$D_{ц} = d_3 = 25$  мм – диаметр элемента зацепления (ролика);

$\lambda = \frac{t}{D_u} = \frac{63}{25} = 2,52$  - геометрическая характеристика зацепления.

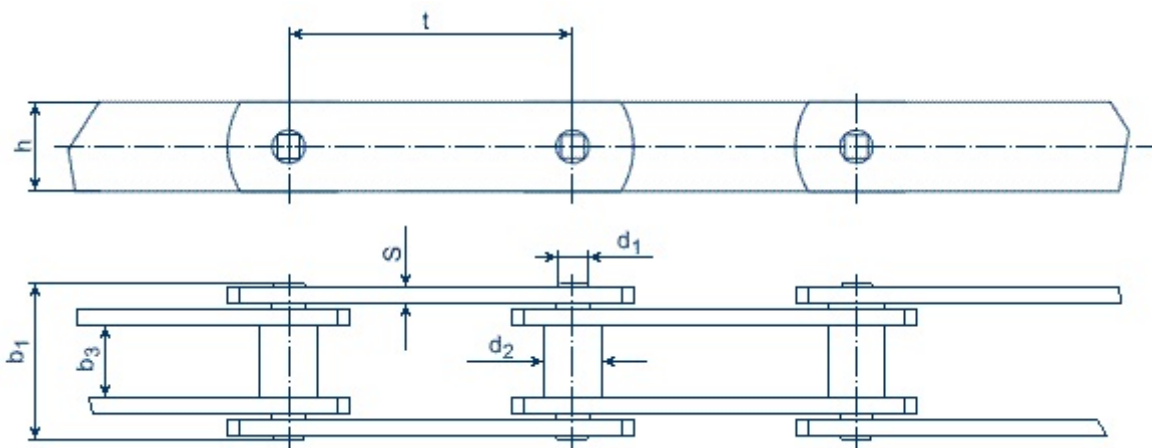


Рисунок 16 – Конструкция тяговой пластинчатой цепи

Параметры зубчатого венца:

$b = 0,9 \cdot b_3 - 1 = 0,9 \cdot 27 - 1 = 23,3$  - ширина зуба звездочки;

$b_f = 0,75 \cdot b = 0,75 \cdot 23,3 = 17,48$  - ширина вершины зуба;

$\alpha = 10 \dots 15^\circ$  - угол скоса зуба;

$D_c = t \cdot ctg \frac{180}{z} - 1,3 \cdot h = 63 \cdot ctg \frac{180}{17} - 1,3 \cdot 35 = 291,55$  - диаметр венца;

$D_e = t \cdot \left( K + ctg \frac{180}{z} - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 63 \cdot \left( 0,46 + ctg \frac{180}{17} - \frac{0,31}{2,52} \right) = 358,28$  - диаметр окружности выступов, где  $K = 0,46$  – коэффициент высоты зуба;

сти выступов, где  $K = 0,46$  – коэффициент высоты зуба;



$$d_d = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)} = \frac{63}{\sin\left(\frac{180}{17}\right)} = 342,86 \text{ - делительный диаметр;}$$

$D_i = d_d - (D_u + 0,75 \cdot \sqrt{d_d}) = 342,86 - (25 + 0,75 \cdot \sqrt{342,86}) = 303,97$  - диаметр окружности впадин;

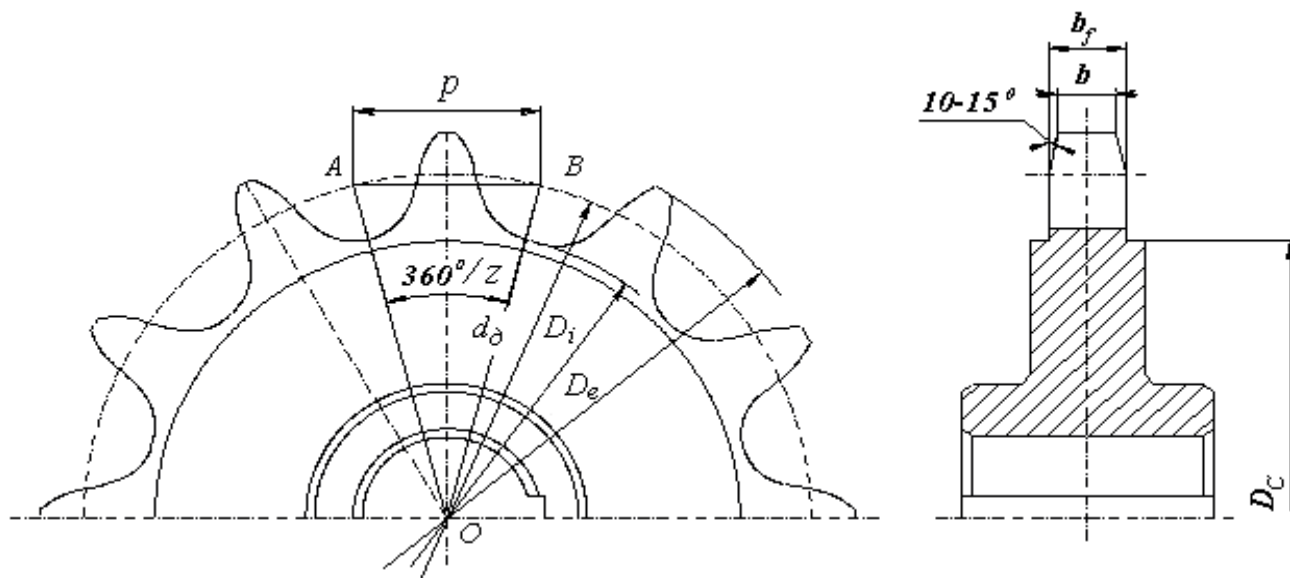


Рисунок 17 – Геометрические параметры тяговой звездочки

$d_{cm} = (1,4...1,6) \cdot d = (1,4...1,6) \cdot 105 \approx 147...168 \rightarrow d_{cm} = 150$  - диаметр ступицы звездочки;

$l_{cm} = (1,8...2,4) \cdot d = 1,8 \cdot 105 \approx 190$  - длина ступицы звездочки.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ

Лист

82

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе выполнено проектирование привода цепного конвейера для авторемонтного производства, которое включило выбор электродвигателя и червячного редуктора, расчет и проектирование фрикционной муфты, проектирование исполнительного механизма.

Для данного конвейера было выбрано тяговое усилие 8000 Н и окружной скоростью 0,25 м/с.

Была спроектирована муфта фрикционная, а так же выполнен расчет упруго-компенсирующей муфты. Определено количество пружин, произведен расчет пружин по касательным напряжениям на кручение.

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 рассчитан и спроектирован привод цепного конвейера.

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Анурьев, В.И. Справочник конструктора- машиностроителя: В 3т. Т.3- 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. –М.: Машиностроение. 2001. – 864 с.
- 2 ГОСТ 27142-86. Передачи червячные и цилиндрические. Расчет геометрии. –М.: Изд-во стандартов, 1974. – 2 с
- 3 Анурьев, В.И. Справочник конструктора- машиностроителя: В 3т. Т.3- 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. –М.: Машиностроение. 2001. – 864 с.
- 4 ГОСТ 1139-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски
- 5 Устиновский, Е.П. Проектирование передач зацеплением с применением ЭВМ: учебное пособие/Е.П. Устиновский, Ю.А. Шевцов, Е.В. Вайчулис. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2002. – 193 с.
- 6 ГОСТ 15150–69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. – М.: Изд-во стандартов, 1971. – 3 с
- 7 ГОСТ 6636–69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 3 с
- 8 ГОСТ 4543–71. Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1973. – 3 с
- 9 ГОСТ 613–79. Бронзы оловянные литейные. Марки. – М.: Изд-во стандартов, 2000. – 6 с
- 10 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.

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		84

11 Землянский, Ю.М. Конструкция и расчет исполнительного механизма привода: учебное пособие /Ю.М. Землянский. – Издательский центр ЮУрГУ, 2014. – 61 с.

12 ГОСТ 1139-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски

					23.03.02.2019.016.00.00.00 ПЗ	Лист
						85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		