

Федеральное агентство по рыболовству  
ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»  
Кафедра теории механизмов и машин и деталей машин

Расчетно-графическая работа по дисциплине  
«Техническая механика»  
ПРИВОД УСТРОЙСТВА КОЙЛАНИЯ ПОВОДЦОВ ЯРУСА  
пояснительная записка  
РЗ.34.20.03.02.06-3.ПЗ

Студент \_\_\_\_\_

Иванов Е.В. группа 18 -ВП

Руководитель проекта \_\_\_\_\_

доц. Сукиасов В.Г.

Калининград 2020 г.

## Содержание

Техническое задание .....	3
Введение .....	4
1. Элементарный расчёт привода. ....	5
1.1 Подбор электродвигателя.....	5
1.2 Уточнение передаточных чисел привода. ....	7
1.3 Кинематический и силовой расчёт.....	8
2. Проектирование цилиндрического редуктора .....	10
2.1 Исходные данные. ....	10
2.2 Материал зубчатых колес.....	10
2.3 Определение допускаемых контактных напряжений.....	11
2.4 Оценка допускаемых напряжений.....	13
2.5 Проектирование закрытой цилиндрической передачи.....	15
2.6 Проверочный расчет по контактным напряжениям. ....	18
2.7 Проверочный расчёт по напряжениям изгиба. ....	20
2.8 Расчет геометрических параметров. ....	22
2.9 Расчёт сил в зацеплении цилиндрической передачи. ....	23
2.10 Выбор смазки для цилиндрических передач.....	23
3. Проектный расчёт тихоходного вала. ....	24
4. Чертёж зубчатого колеса.....	26
5. Список литературы. ....	27

### Приложение

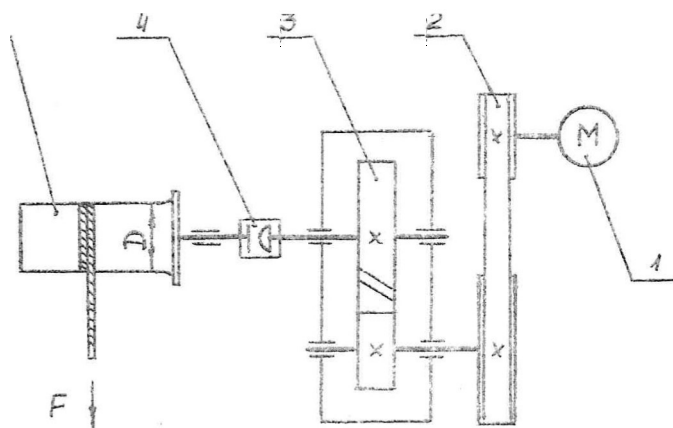
					<i>РЗ.34.20.03.02.06–3.ПЗ</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<div> <div>ПРИВОД УСТРОЙСТВА КОЙЛАНИЯ</div> <div>ПОВОДЦОВ ЯРУСА</div> </div>		
<i>Разраб</i>		<i>Иванов Е.В.</i>					
<i>Проб</i>		<i>Сукиасов В.Г.</i>					
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Утв</i>					<div> <div>КГТУ, 18-ВП</div> </div>		
					<i>Литера</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
					<i>у</i>	<i>2</i>	<i>27</i>

### Задание № 6-3

на расчетно-графическую работу по проектированию редуктора в составе привода  
студент *Антонов* группа 18-ВП

Исходные данные: эксплуатационные параметры привода —  $F = 0,90 \text{ кН}$ ;  $v = 1,60 \text{ м/с}$ ;  
 $D = 0,44 \text{ м}$ ; срок службы  $L = 6 \text{ лет}$ ; режим работы — тяжелый.

Привод устройства койлания поводцов яруса



1 - электродвигатель; 2 - плоскоременная передача; 3 - цилиндрический редуктор; 4 - муфта компенсирующая; 5 — рабочий барабан

#### План работы

№	Содержание этапа	Учебная неделя	% готовности работы
1	Выбор стандартного электродвигателя для данной схемы и параметров привода	2	5
2	Подбор стандартного передаточного отношения редуктора	2	6
3	Определение кинематических и силовых характеристик привода	3	10
4	Выбор материалов для звеньев редуктора и подсчет допускаемых напряжений	4	15
5	Проектный расчёт редуктора	5	25
6	Определение геометрических параметров зубчатой передачи	6	30
7	Проверочный расчёт редуктора	8	40
8	Определение усилий в зубчатом зацеплении	9	45
9	Проектный расчет тихоходного вала редуктора	10	50
10	Конструирование зубчатого колеса	11	60
11	Оформление пояснительной записки	13	80
12	Выполнение чертежа зубчатого колеса (А3)	15	100

#### Рекомендованная литература

Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов. — М.: Академия, 2004. — 496 с.  
Федоров С.В. Детали машин. Раздел: «Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчет элементарного привода». Методическое пособие по курсовому проектированию / С.В. Федоров. — Калининград: КГТУ, 2011. — 16с.  
Шарков О.В. Теория механизмов и машин и детали машин: учебно-методическое пособие / О.В. Шарков. — Калининград: КГТУ, 2016. — 115с.  
Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин / А.Е.Шейнблит. — Калининград: Янтарный сказ, 2002. — 454с.

P3.34.20.03.02.06-3.ПЗ

Лист

3

Взам инв. №

Инв. № подл.

Изм. Кол. вч. Лист № док. Подпись Дата

## Введение

Практическая работа посвящена элементарному проектированию и конструированию. Проектирование – это расчёт в данной работе. Рассчитывали параметры движения привода. Привод - это совокупность составных частей, которая в целом предназначена для приведения в действие какого-либо механизма. Очень часто в промышленности привод состоит из электродвигателя, редуктора, муфт, тормоза и рамы, на которой это все установлено. Привод может быть непосредственно присоединен к исполнительному механизму и соединен с ним посредством цепной, ременной или зубчатой передачи. Использовали уравнения для коэффициента полезного действия. Выполнили проектный и проверочный плоскоременной передачи конического редуктора. Итогом проектного расчёта является определение основного параметра плоскоременной передачи.

Инв. № подл.	Взам. инв. №							Лист
		Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	
		P3.34.20.03.02.06-3.ПЗ						4

## 1. Элементарный расчёт привода.

### 1.1 Подбор электродвигателя.

В задании на практическую работу заданы параметры привода на тихоходном (выходном) валу. Эти параметры совокупно определяют мощность на выходе привода. Выходные параметры принято называть главными эксплуатационными параметрами привода. Все дальнейшие расчёты производят, отталкиваясь от этих параметров. В данной работе главными эксплуатационными параметрами, определяющими мощность привода, например, являются сила  $F$  на исполнительном органе и скорость  $v$  перемещения этого органа. По этим данным определяют мощность на ведущем (быстроходном или входном) валу привода по формуле:

$$P_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{т}}}{\eta}$$

Где  $P_{\text{т}}$  – мощность тихоходного вала привода;

$$P_{\text{т}} = F \cdot v$$

$\eta$ - КПД привода.

КПД привода определяется по формуле:

$$\eta = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{\text{пк}}^m$$

где:  $\eta_{\text{м}}$ - КПД муфты;

$\eta_1$ - КПД плоскоремённой передачи;

$\eta_2$ - КПД конической передачи;

$\eta_{\text{пк}}^m$ - КПД пары подшипников;

$m = 3$ - число пар подшипников в приводе.

$$P_{\text{т}} = 0,90 \cdot 1,60 = 1,44 \text{ кВт};$$

$$\eta = 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,993^3 = 0,884;$$

$$P_{\text{вх}} = \frac{1,44}{0,884} = 1,61 \text{ кВт};$$

Чтобы определить электродвигатель, необходимо ориентировочно определить частоту вращения, ведущего (быстроходного) вала привода ( $n_{\text{вх}}$ )

Взам. инв. №	$m = 3$ - число пар подшипников в приводе.					
	$P_T = 0,90 \cdot 1,60 = 1,44\text{кВт};$					
Инв. № подл.	$\eta = 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,993^3 = 0,884;$					
	$P_{\text{вх}} = \frac{1,44}{0,884} = 1,61\text{кВт};$					
Чтобы определить электродвигатель, необходимо ориентировочно определить частоту вращения, ведущего (быстроходного) вала привода ( $n_{\text{вх}}$ )						
						Лист
Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ						5
Изм.	Кол.вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	

$$n_{\text{вх}} = n_{\text{т}} \cdot i_{\text{ор}};$$

$n_{\text{т}}$ - частота вращения тихоходного вала привода, мин<sup>-1</sup>;

$$n_{\text{т}} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot d}$$

$i_{\text{ор}}$ - ориентировочное передаточное число привода.

$$i_{\text{ор}} = i_{\text{рк}} \cdot i_{\text{р}}$$

где  $i_{\text{рк}}, i_{\text{р}}$ - передаточное отношение цилиндрического редуктора, плоскоременной передачи.

$$n_{\text{т}} = \frac{60 \cdot 1,60}{3,14 \cdot 0,44} = 69,5 \text{ мин}^{-1}$$

$$i_{\text{ор}} = 3 \cdot 3 = 9$$

$$n_{\text{вх}} = 69,5 \cdot 9 = 625,5 \text{ мин}^{-1}$$

По найденной мощности и частоте вращения ведущего вала (на входе) выбирают электродвигатель серии 4А по ГОСТ 19523 – 81.

Для выбранного двигателя выписывают номинальную мощность ***P*** **кВт**, частоту вращения ***n*** **мин<sup>-1</sup>**, асинхронную частоту вращения ***n*<sub>ас</sub>** (в обозначении двигателя величина под косой чертой), основные размеры.

**«Двигатель АИР 112М48/709 ТУ 16-525.564-84».**

$$P_{\text{дв}} = 2,2 \text{ кВт};$$

$$n_{\text{синх}} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{ас}} = 709 \text{ мин}^{-1}.$$

Номинальная мощность электродвигателя должна быть:

$$P_{\text{дв}} \geq P_{\text{вх}}$$

Инф. № подл.	Взам. инв. №							
Инф. № подл.							Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ	Лист
								6
	Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		

## 1.2 Уточнение передаточных чисел привода.

После выбора электродвигателя, определения реальной мощности ведущего вала привода и частоты вращения  $n_{\text{вх}} = n_{\text{ас}}$  вычисляется действительное передаточное число привода:

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{т}}} = \frac{n_{\text{ас}}}{n_{\text{т}}},$$

Где  $n_{\text{вх}}$ - частота вращения ведущего вала;

$n_{\text{ас}}$ -асинхронная частота вращения вала двигателя.

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ас}}}{n_{\text{т}}} = \frac{709}{69,5} = 10,2$$

Полученное расчётом общее действительное передаточное число привода распределяют между редуктором и другими передачами привода. В кинематической схеме кроме редуктора имеется плоскоременная передача, то предварительно назначенное передаточное число этих передач не изменяют, а уточняется передаточное число редуктора:

$$i_{\text{ред}} = \frac{i_{\text{общ}}}{i_{\text{р}}} = \frac{10,2}{3} = 3,4$$

Полученную величину передаточного числа редуктора необходимо согласовать с ближайшей, стандартной величиной из ряда чисел.

Получаем-  $i_{\text{ред}} = 3,15$ .

Далее в расчётах используем стандартную принятую величину передаточного отношения (числа) редуктора.

Инв. № подл.	Взам. инв. №							Лист 7
		Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ						
Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата			

### 1.3 Кинематический и силовой расчёт.

#### Вал первый

Частота вращения:  $n_I = n_{ac} = 709 \text{ мин}^{-1}$

Угловая скорость:  $\omega_I = \omega_{ac} = \frac{\pi \cdot n_{ac}}{30} = \frac{3,14 \cdot 709}{30} = 74,21 \text{ сек}^{-1}$

Мощность:  $P_I = P_{дв} = 2,2 \text{ кВт};$

Вращающий момент:  $T_I = \frac{P_I}{\omega_I} = \frac{2,2}{74,21} = 0,029 \text{ кН} \cdot \text{м} = 29 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

#### Вал второй

Частота вращения:  $n_{II} = \frac{n_I}{i_p} = \frac{709}{3,15} = 225,08 \text{ мин}^{-1}$

Угловая скорость:  $\omega_{II} = \frac{\omega_I}{i_p} = \frac{74,21}{3,15} = 23,56 \text{ сек}^{-1}$

Мощность:  $P_{II} = P_I \cdot \eta_p \cdot \eta_{пк} = 2,2 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 2,07 \text{ кВт};$

Вращающий момент:  $T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{2,07}{23,56} = 0,088 \text{ кН} \cdot \text{м} = 88 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

#### Вал третий

Частота вращения:  $n_{III} = \frac{n_{II}}{i_p} = \frac{225,08}{3,15} = 71,45 \text{ мин}^{-1}$

Угловая скорость:  $\omega_{III} = \frac{\omega_{II}}{i_p} = \frac{23,56}{3,15} = 7,48 \text{ сек}^{-1}$

Мощность:  $P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{ц} \cdot \eta_{пк} = 2,07 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 1,99 \text{ кВт};$

Вращающий момент:  $T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}} = \frac{1,99}{7,48} = 0,266 \text{ кН} \cdot \text{м} = 266 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

#### Вал четвёртый

Частота вращения:  $n_{IV} = n_{III} = 71,45 \text{ мин}^{-1}$

Угловая скорость:  $\omega_{IV} = \omega_{III} = 7,48 \text{ сек}^{-1}$

Взам. инв. №	<p>Мощность: <math>P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{ц} \cdot \eta_{пк} = 2,07 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 1,99</math> кВт;</p> <p>Вращающий момент: <math>T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}} = \frac{1,99}{7,48} = 0,266</math> кН · м = 266 Н · м.</p> <p><b>Вал четвёртый</b></p> <p>Частота вращения: <math>n_{IV} = n_{III} = 71,45</math> мин<sup>-1</sup></p> <p>Угловая скорость: <math>\omega_{IV} = \omega_{III} = 7,48</math> сек<sup>-1</sup></p>						
Инв. № подл.						РЗ.34.20.03.02.06-3.ПЗ	Лист
							8
	Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись		Дата



Мощность:  $P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_m \cdot \eta_{пк} = 1,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 1,95 \text{ кВт};$

Вращающий момент:  $T_{IV} = \frac{P_{IV}}{\omega_{IV}} = \frac{1,95}{7,48} = 0,261 \text{ кН} \cdot \text{м} = 261 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

В заключении расчёта определили различие между найденной мощностью  $P_{IV}$  и  $n_{IV}$  на выходе с мощностью заданной заказчиком  $P_T$  и  $n_T$  в процентном соотношении.  $\delta_p = \frac{P_{IV}-P_T}{P_T} \cdot 100\% \Rightarrow \delta_p = \frac{1,95-1,44}{1,43} \cdot 100\% = 36,3\%$

$$\delta_n = \frac{n_{IV} - n_T}{n_T} \cdot 100\% \Rightarrow \delta_p = \frac{71,45 - 69,5}{69,5} \cdot 100\% = 2,8\%$$

Инв. № подл.	Взам. инв. №					<div>Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ</div> <div>Лист</div> <div>9</div>
	Изм.	Кол.вч.	Лист	№ док.	Подпись	

## 2. Проектирование цилиндрического редуктора

### 2.1 Исходные данные.

$T_2 = 266 \text{ Н} \cdot \text{м}$  – вращающий момент на зубчатом колесе;

$n_1 = 225,08 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_2 = 71,45 \text{ мин}^{-1}$  - частота вращения шестерни и зубчатого колеса;

$i = 3,15$  – передаточное число передачи;

$t = 24960 \text{ ч.}$  – срок службы передачи.

### 2.2 Материал зубчатых колес.

Зубчатые колеса изготавливают из: конструкционных углеродистых сталей 40, 45 (ГОСТ 1050-2013) и конструкционных легированных сталей 40Х, 40 ХН, 12ХН3А и др. (ГОСТ 4543-71).

В зависимости от твёрдости материала зубчатые колеса делят на две группы.

Первая группа – колеса с твердостью  $\leq 350$ . Материалами для колёс этой группы служат 20, 45, 40Х, 40ХН при термообработке (нормализация и улучшение). Такие зубчатые колёса находят применение в малонагруженных и средненагруженных ( $T_2 \leq 300 \dots 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ) в условиях мелкосерийного производства.

Для лучшей приработки зубьев твердость материала шестерни  $HB_1$  и колеса  $HB_2$  должна быть различной  $HB_1 = HB_2 + (30 \dots 40) \cdot HB$ .

Твердость сталей этой группы обычно выражается в единицах Бринеля –НВ

Вторая группа – колеса с твердостью  $> 350$ . Материалами для колеса этой группы служат стали 45, 40Х, 40ХН при объемной и поверхностей закалке и стали 12ХН3А, 20Х, 18ХГТ при цементации поверхности.

По данным подобрали твёрдость для колеса и шестерни:

$H_1 = 300\text{НВ}$  – для шестерни (40Х- термообработка- улучшение);

$H_2 = 270\text{НВ}$ - для колеса (40Х- термообработка- улучшение).

Инв. № подл.	Взам. инв. №							Лист
		Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ						
Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата			10

### 2.3 Определение допускаемых контактных напряжений.

Допускаемые контактные напряжения. Определение допускаемых контактных напряжений, в случае различной твёрдости материала шестерни и колеса, проводят отдельно для зубьев шестерни  $[\sigma_H]_1$  и колеса  $[\sigma_H]_2$  по формуле:

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{H \lim_{1,2}}}{S_{H_{1,2}}} \cdot K_{HL_{1,2}}$$

где:  $\sigma_{H \lim_{1,2}}$  - предел выносливости по контактным напряжениям, определяется твёрдостью рабочей поверхности зубьев шестерни и колеса.

$$\sigma_{H \lim_{1,2}} = 2 \cdot HB + 70$$

$$\sigma_{H \lim_1} = 2 \cdot 300 + 70 = 670 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim_2} = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа}$$

$S_{H_{1,2}}$  - коэффициент безопасности при расчёте по контактным напряжениям,  $S_{H_{1,2}} = 1,1$ ;

$K_{HL_{1,2}}$  - коэффициент долговечности при расчёте по контактным напряжениям.

Коэффициент долговечности может измениться:

- При нормализации и улучшении в пределах  $1,0 \leq K_{HL_{1,2}} \leq 2,4$ ;
- При поверхностной закалке в пределах  $1,0 \leq K_{HL_{1,2}} \leq 1,8$ .

Если в результате расчёта  $K_{HL_{1,2}} < 1,0$ , то принимают  $K_{HL_{1,2}} = 1$ .

Коэффициент долговечности определяют с учётом сопротивления усталости, в зависимости от срока службы и режима работы передачи по формуле:

$$K_{HL_{1,2}} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim_{1,2}}}{N_{HE_{1,2}}}}$$

где:  $N_{H \lim_{1,2}}$  - базовое число циклов контактных напряжений, зависит от твёрдости шестерни и колеса, определяется по формуле:

$$N_{H \lim_{1,2}} = 30 \cdot [HB_{1,2}]^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7;$$

Инв. № подл.	Взам. инв. №						Лист 11
Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ	

$$N_{H \lim_1} = 30 \cdot [300]^{2,4} = 2,64 \cdot 10^7;$$

$$N_{H \lim_2} = 30 \cdot [270]^{2,4} = 2,05 \cdot 10^7;$$

$N_{HE_{1,2}}$  – расчётное число циклов контактных напряжений, определяется по формуле:

$$N_{HE_{1,2}} = K_{HE} \cdot [60 \cdot n_{1,2} \cdot t]$$

где:  $K_{HE}$  – коэффициент режима работы при расчёте на контактную прочность,  $K_{HE} = 0,5$ ;

$n_{1,2}$  – частота вращения шестерни и колеса;

$t$  – срок службы передачи.

$$N_{HE_1} = 0,5 \cdot [60 \cdot 225,08 \cdot 24960] = 16,85 \cdot 10^7;$$

$$N_{HE_2} = 0,5 \cdot [60 \cdot 71,45 \cdot 24960] = 5,35 \cdot 10^7;$$

$$K_{HL_1} = \sqrt[6]{\frac{2,64 \cdot 10^7}{16,85 \cdot 10^7}} = 0,73;$$

$$K_{HL_2} = \sqrt[6]{\frac{2,05 \cdot 10^7}{5,35 \cdot 10^7}} = 0,85.$$

$K_{HL_{1,2}} < 1,0$ , то принимаем  $K_{HL_{1,2}} = 1$ .

$$[\sigma_H]_1 = \frac{670}{1,1} \cdot 1 = 609,1 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{610}{1,1} \cdot 1 = 554,5 \text{ МПа}.$$

Определяем расчётное допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq 1,15 \cdot [\sigma_H]_{\min}$$

$$[\sigma]_H = \frac{609,1 + 554,5}{2} = 581,8 \text{ МПа}.$$

Взам. инв. №	Определяем расчётное допускаемое контактное напряжение:					
	$[\sigma]_H = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq 1,15 \cdot [\sigma_H]_{min}$ $[\sigma]_H = \frac{609,1 + 554,5}{2} = 581,8 \text{ МПа.}$					
Инв. № подл.						
	Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата
	Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ					Лист
						12

## 2.4 Оценка допускаемых напряжений.

Допускаемые напряжения изгиба. Определение допускаемых напряжений изгиба, в случае различной твёрдости материала шестерни и колеса, проводится отдельно для зубьев шестерни  $[\sigma_F]_1$  и колеса  $[\sigma_F]_2$

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{F \lim_{1,2}}}{S_{F_{1,2}}} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL_{1,2}},$$

где:  $\sigma_{F \lim_{1,2}}$  - предел выносливости по напряжению изгиба, определяется твёрдостью рабочей поверхности зубьев шестерни и колеса,

$$\sigma_{F \lim_{1,2}} = 1,8 \cdot HB;$$

$$\sigma_{F \lim_1} = 1,8 \cdot 300 = 540;$$

$$\sigma_{F \lim_2} = 1,8 \cdot 270 = 486;$$

$S_{F_{1,2}}$  - коэффициент безопасности при расчёте по напряжениям изгиба,  
 $S_{F_{1,2}} = 1,75$

$K_{FC}$  - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки:  $K_{FC} = 1,0$  – односторонняя нагрузка;

$K_{FL_{1,2}}$  - Коэффициент долговечности при расчёте по напряжениям изгиба.

Коэффициент долговечности изменяется; при твердости материала  $\leq 350$  HB в пределах. Если в результате расчёте получается  $K_{FL_{1,2}} < 1,0$ , то принимают  $K_{FL_{1,2}} = 1,0$ .

Коэффициент долговечности  $K_{FL_{1,2}}$  при твёрдости материала  $\leq 350$  HB определяют по формуле:

$$K_{FL_{1,2}} = \sqrt[6]{\frac{N_{F \lim}}{N_{FE_{1,2}}}},$$

Инв. № подл.	Взам. инв. №					Лист 13
	Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	
Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ						

где:  $N_{F\ lim}$  – базовое число циклов напряжений изгиба,  $N_{F\ lim} = 4 \cdot 10^6$ ;

$N_{FE_{1,2}}$  – расчётное число циклов напряжений изгиба.

Расчетное число циклов напряжений изгиба определяют по формуле:

$$N_{FE_{1,2}} = K_{FE} \cdot [60 \cdot n_{1,2} \cdot t],$$

где:  $K_{FE}$  – коэффициент режима работы при расчёте на изгиб,  $K_{FE} = 0,3$

$$N_{FE_1} = 0,3 \cdot [60 \cdot 225,08 \cdot 24960] = 101,1 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE_2} = 0,3 \cdot [60 \cdot 71,45 \cdot 24960] = 32,1 \cdot 10^6;$$

$$K_{FL_1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{101,1 \cdot 10^6}} = 0,58;$$

$$K_{FL_2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{32,1 \cdot 10^6}} = 0,71;$$

$K_{FL_{1,2}} < 1,0$ , то принимаем  $K_{FL_{1,2}} = 1,0$ .

$$[\sigma_F]_1 = \frac{540}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 308,57 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_F]_1 = \frac{486}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 277,71 \text{ МПа}$$

Инв. № подл.	Взам. инв. №					Лист
	Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	
	Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ					14

## 2.5 Проектирование закрытой цилиндрической передачи.

Ориентировочно определяют межосевое расстояние:

$$a' = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot k_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2}},$$

где:  $K_a$  — вспомогательный коэффициент,  $K_a = 43 \text{ МПа}^{1/3}$

$\psi_{ba}$  — коэффициент ширины шестерни относительно межосевого расстояния,  $\psi_{ba} = 0,4$ ;

$K_{H\beta}$  — коэффициент концентрации нагрузки, выбирают в зависимости от  $\psi_{bd}$

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u + 1)$$

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (4 + 1) = 1 \Rightarrow K_{H\beta} = 1,045$$

$$a' = 43 \cdot (3,15 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{266 \cdot 10^3 \cdot 1,045}{4^2 \cdot 0,4 \cdot [581,8]^2}} = 91,9 \text{ мм}$$

Полученное значение  $a'$  округляют до стандартного межосевого расстояния  $a$  по ГОСТ 2185-66:  $a = 100 \text{ мм}$

Определяют ширину зубчатого колеса

$$b_2' = \psi_{ba} \cdot a,$$

$$b_2' = 0,4 \cdot 100 = 40 \text{ мм.}$$

Полученное значение  $b_2'$  округляют до значения  $b_2$  по предпочтительному ряду Ra 40

$$b_2 = 40 \text{ мм}$$

Определяют модуль зацепления передачи

$$m' = \frac{b_2}{\psi_m},$$

Инв. № подл.	Взам. инв. №						Лист	
Инв. № подл.	Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ	15

где:  $\psi_m$  – коэффициент модуля,  $\psi_m = 25$

$$m' = \frac{40}{25} = 1,6$$

Полученное значение  $m'$  нужно округлять до стандартного значения  $m$  по ГОСТ 9563-80:  $m = 1,5$

Назначают угол наклона зубьев:  $\beta = 15^\circ$  т.к. колесо косозубое.

Задают направление наклона зубьев. Рекомендуется: для шестеренки - левое, для зубчатого колеса - правое.

Определяют коэффициент осевого перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m}$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{40 \cdot 0,65}{3,14 \cdot 1,5} = 5,52$$

Определяют суммарное число зубьев передачи:

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{m};$$

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot 100 \cdot 0,966}{1,5} = 128,8;$$

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1} \geq z_{min} = 17;$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1;$$

$$z_1 = \frac{128,8}{4,15} = 31,04;$$

$$z_2 = 128,8 - 31,04 = 97,76;$$

Полученные значения  $z_1$  и  $z_2$  округляют до целого числа  $z_1=31$  и  $z_2=98$

Уточняют передаточное число, отклонение полученного значения и от заданного не должно превышать  $\pm 4 \%$

Взам. инв. №						$z_2 = z_{\Sigma} - z_1;$ $z_1 = \frac{128,8}{4,15} = 31,04;$ $z_2 = 128,8 - 31,04 = 97,76;$ <p>Полученные значения <math>z_1</math> и <math>z_2</math> округляют до целого числа <math>z_1=31</math> и <math>z_2=98</math></p> <p>Уточняют передаточное число, отклонение полученного значения и от заданного не должно превышать <math>\pm 4 \%</math></p>
	Инв. № подл.					
Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Лист 16



$$u = \frac{z_2}{z_1};$$

$$u = \frac{98}{31} = 3,16.$$

Уточняют значение угла наклона зубьев с точность до секунды:

$$\cos \beta = \frac{0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot m}{a};$$

$$\cos \beta = \frac{0,5 \cdot (98 + 31) \cdot 1,5}{100} = 0,9675.$$

$$\beta = 14^{\circ}38'51''$$

Определяют коэффициент торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_a = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right];$$

$$\varepsilon_a = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{31} + \frac{1}{98} \right) \right] = 1,73.$$

Определяют делительные диаметры шестерни и зубчатого колеса:

$$d_{1,2} = \frac{m \cdot z_{1,2}}{\cos \beta};$$

$$d_1 = \frac{1,5 \cdot 31}{0,9675} = 48 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{1,5 \cdot 98}{0,9675} = 152 \text{ мм}.$$

Определяют окружную скорость:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60};$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 48 \cdot 71,45}{60} = 179 \frac{\text{мм}}{\text{с}} = 0,179 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Назначают степень точности и вид сопряжения цилиндрической передачи согласно ГОСТ 1643-81. Окружная скорость  $\leq 1,5$ , значит степень точности 9-В.

Взам. инв. №	
Инв. № подл.	

						Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ	Лист 17
Изм.	Кол.уч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		

## 2.6 Проверочный расчет по контактным напряжениям.

Определяют контактные напряжения по формуле:

$$\sigma_H = z_E \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{(u+1)} \cdot k_H}{d_2^2 \cdot b_2}} \leq [\sigma_H],$$

где:  $z_E$  — коэффициент, учитывающий свойства материала шестерни и колеса,  $z_E = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ ;

$z_H$  — коэффициент, учитывающий форму сопряжения поверхностей зубьев,

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin 2\alpha}} \text{ (величину угла зацепления принимают } \alpha = 20^\circ \text{):}$$

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,9675}{0,745}} = 1,61$$

$z_\varepsilon$  — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактной линии:

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,73}} = 0,76$$

$k_H$  — коэффициент расчетной нагрузки при расчете на контактные напряжения;

Коэффициент определяется:

$$k_H = k_{H\beta} \cdot k_{HV} \cdot k_{Ha},$$

где:  $k_{H\beta}$  — коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по линии контакта зубьев, выбирают в зависимости от  $\psi_{bd}$ ,  $k_{H\beta} = 1,045$ ;

$k_{HV}$  — коэффициент динамичности нагрузки, учитывающий дополнительную динамическую нагрузку,  $k_{HV} = 1,01$ ;

$k_{Ha}$  — коэффициент нагрузки в зацеплении, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев,  $k_{Ha} = 1,13$ .

Взам. инв. №	$k_H = k_{H\beta} \cdot k_{HV} \cdot k_{Ha},$ <p>где: <math>k_{H\beta}</math> — коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по линии контакта зубьев, выбирают в зависимости от <math>\psi_{bd}</math>, <math>k_{H\beta} = 1,045</math>;</p> <p><math>k_{HV}</math> — коэффициент динамичности нагрузки, учитывающий дополнительную ддинамическую нагрузку, <math>k_{HV} = 1,01</math>;</p> <p><math>k_{Ha}</math> — коэффициент нагрузки в зацеплении, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев, <math>k_{Ha} = 1,13</math>.</p>					
Инв. № подл.						Р3.34.20.03.02.06–3.ПЗ
	Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	
						Лист
						18

$$k_H = 1,045 \cdot 1,01 \cdot 1,13 = 1,193$$

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,61 \cdot 0,76 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 266 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{(3,15 + 1)} \cdot 1,193}{152^2 \cdot 40}} = 398,0 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H = 398,0 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 581,8 \text{ МПа.}$$

Отклонение возникающего контактного напряжения от допускаемого  
 $\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\%$  цилиндрических зубчатых передач может составлять:  
 при перегрузке до 5 %; при недогрузке до 10 %.

$$\sigma_H = \frac{398,0 - 581,8}{581,8} \cdot 100\% = -31,6\%.$$

Инв. № подл.	Взам. инв. №					Лист	
Инв. № подл.						Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ	19
	Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись		

## 2.7 Проверочный расчёт по напряжениям изгиба.

Проверка по напряжениям изгиба по тому из зубчатых колёс, для которого отношение  $[\sigma_F]_1/Y_{F1}$  и  $[\sigma_F]_2/Y_{F2}$  является меньшим.

Определяют возникающие напряжения изгиба по формуле:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot k_F}{d_2 \cdot b_2 \cdot m} \leq [\sigma_F],$$

где:  $Y_F$  — коэффициент формы зуба, зависящий от эквивалентного числа зубьев шестерни и колеса:  $z_{v1} = z_1/\cos^3 \beta$  и  $z_{v2} = z_2/\cos^3 \beta$

$$z_{v1} = \frac{31}{0,906} = 34,22; \quad z_{v2} = \frac{98}{0,906} = 108,17;$$

$$[\sigma_F]_1/Y_{F1} = \frac{308,57}{3,75} = 82,29; \quad [\sigma_F]_2/Y_{F2} = \frac{277,71}{3,61} = 76,93;$$

$Y_\beta$  — коэффициент повышения изгибной прочности зуба косозубых колес:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot (\beta/120);$$

$$Y_\beta = 1 - 5,52 \cdot \left(\frac{15}{120}\right) = 0,31.$$

$Y_\varepsilon$  — коэффициент распределения нагрузки между зубьями:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_a};$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{1,7} = 0,59.$$

$k_F$  — коэффициент расчетной нагрузки для напряжений изгиба. Коэффициент определяется:

$$k_F = k_{F\beta} \cdot k_{FV} \cdot k_{Fa},$$

Инв. № подл.	Взам. инв. №							Лист
Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ		20

где:  $k_{F\beta}$  — коэффициент концентрации нагрузки, выбирают в зависимости от  $\psi_{bd}$ .  $k_{F\beta} = 1,09$ ;

$k_{FV}$  — коэффициент динамичности нагрузки,  $k_{FV} = 1,04$ ;

$k_{Fa}$  — коэффициент нагрузки в зацеплении,  $k_{Fa} = 1,35$ ;

$$k_F = 1,09 \cdot 1,04 \cdot 1,35 = 1,53;$$

$$\sigma_F = 3,6 \cdot 0,31 \cdot 0,59 \cdot \frac{2 \cdot 266 \cdot 10^3 \cdot 1,53}{160 \cdot 40 \cdot 1,5} = 55,82 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_F = 55,82 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 277,71 \text{ МПа.}$$

При проверочном расчете  $\sigma_F$  обычно получается меньше  $[\sigma_F]$ , так как нагрузочная способность закрытых цилиндрических передач ограничивается контактными напряжениями.

Инв. № подл.	Взам. инв. №							Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ	Лист
									21
		Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		

## 2.8 Расчет геометрических параметров.

Основные геометрические параметры цилиндрической передачи.

Определяют диаметр вершин зубьев шестерни и зубчатого колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m \text{ и } d_{a2} = d_2 + 2m$$

$$d_{a1} = 48 + 2 \cdot 1,5 = 51\text{мм} \text{ и } d_{a2} = 152 + 2 \cdot 1,5 = 155\text{мм}$$

Определяют диаметр впадин зубьев шестерни и зубчатого колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m \text{ и } d_{f2} = d_2 - 2,5m$$

$$d_{f1} = 48 - 2,5 \cdot 1,5 = 44,25\text{мм} \text{ и } d_{f2} = 152 - 2,5 \cdot 1,5 = 148,25\text{мм}$$

Определяют ширину шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5;$$

$$b_1 = 40 + 5 = 45 \text{ мм.}$$

Инв. № подл.	Взам. инв. №							Лист
Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ		22

## 2.9 Расчёт сил в зацеплении цилиндрической передачи.

Окружная сила на шестеренке равна окружной силе на зубчатом колесе:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1};$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 88 \cdot 10^3}{40} = 4400 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на шестеренке равна радиальной силе на зубчатом колесе:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

$$F_{r1} = \frac{4400 \cdot 0,36}{0,97} = 1633 \text{ Н.}$$

Осевая сила на шестеренке равна осевой силе на зубчатом колесе:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta;$$

$$F_{a1} = 4400 \cdot 0.26 = 1144 \text{ Н.}$$

## 2.10 Выбор смазки для цилиндрических передач.

Смазка применяется для снижения коэффициента трения, отвода тепла, уменьшения износа, снижения шума и вибрации.

Смазка закрытых передач. При окружной скорости колеса  $v = 0,3 \dots 12,0$  м/с применяют картерный способ смазки, при скорости  $v \geq 12 \dots 15$  м/с применяют циркуляционную смазку. Марку смазки выбирают согласно ГОСТ 17479.4-87.

$$v = 0,17 \text{ м/с.}$$

Марка смазки: И-Г-А68.

Инв. № подл.	Взам. инв. №							Лист
		РЗ.34.20.03.02.06-3.ПЗ						
Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата			23

### 3. Проектный расчёт тихоходного вала.

Диаметр хвостовика предварительно определяется из условия прочности на кручение. Поскольку изгибная нагрузка при этом не учитывается (она станет известна после построения расчетной схемы вала, когда будут определены длины отдельных участков вала и выбраны подшипники), допускаемое напряжение на кручение принимается заниженным:  $[\tau]_к = 20 \text{ МПа}$ .

Диаметр хвостовика (мм):

$$d_{B2} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau]_к}},$$

где:  $T_2$  – момент на тихоходном валу. Найденное значение  $d_{B2}$  округляется до ближайшего стандартного.

$$d_{B2} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 266}{\pi \cdot 20}} = 40,7 \text{ мм};$$

$$d_{B2} = 40 \text{ мм.}$$

Диаметр вала под подшипником:

$$d_{П2} = d_{B2} + 2t,$$

где:  $t$  – высота буртика. Найденное значение  $d_{П2}$  округляется в большую сторону до ближайшего, кратного 5.

$$d_{П2} = 40 + 5,6 = 45,6 \text{ мм};$$

$$d_{П2} = 50 \text{ мм.}$$

Диаметр вала под колесом:

$$d_{K2} = d_{П2} + 3r,$$

где  $r$  – координата фаски подшипника.

$$d_{K2} = 50 + 9 = 59$$

Найденное значение  $d_{K2}$  округляется до ближайшего стандартного. Эта величина равна внутреннему диаметру колеса, по которому рассчитываются размеры ступицы.

Длину и диаметр ступицы колеса определяют по формулам:

Взам. инв. №	<p>диаметр вала под колесом.</p> <p><math>d_{k2} = d_{п2} + 3r</math>,</p> <p>где <math>r</math> – координата фаски подшипника.</p> <p><math>d_{k2} = 50 + 9 = 59</math></p> <p>Найденное значение <math>d_{k2}</math> округляется до ближайшего стандартного. Эта величина равна внутреннему диаметру колеса, по которому рассчитываются размеры ступицы.</p>				
Инв. № подл.	<p>Длину и диаметр ступицы колеса определяют по формулам:</p>				
Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата
РЗ.34.20.03.02.06-3.ПЗ					Лист
					24



$$d_{\text{ст}} = (1,5 \dots 1,6) \cdot d_{\text{в}};$$

$$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{\text{в}}$$

Окончательно длина ступицы принимается после расчёта шпоночного или шлицевого соединения, выбранного для передачи вращающего момента с зубчатого колеса на вал.

$$d_{\text{ст}} = 1,5 \cdot 40 = 60 \text{ мм};$$

$$l_{\text{ст}} = 1,4 \cdot 40 = 56 \text{ мм}.$$

Размеры других конструктивных решений принимают по соотношениям:

$$\text{Ширина торца венца: } S_1 = 3 \cdot m \geq 8 \dots 10 \text{ мм};$$

$$S_1 = 3 \cdot 1,5 = 4,5 = 8 \text{ мм}.$$

$$\text{Ширина диска: } C = 0,3 \cdot b_2;$$

$$C = 0,3 \cdot 40 = 12 \text{ мм}$$

$$\text{Отверстие в диске: } d_0 \geq 25 \text{ мм};$$

$$d_0 = 25 \text{ мм};$$

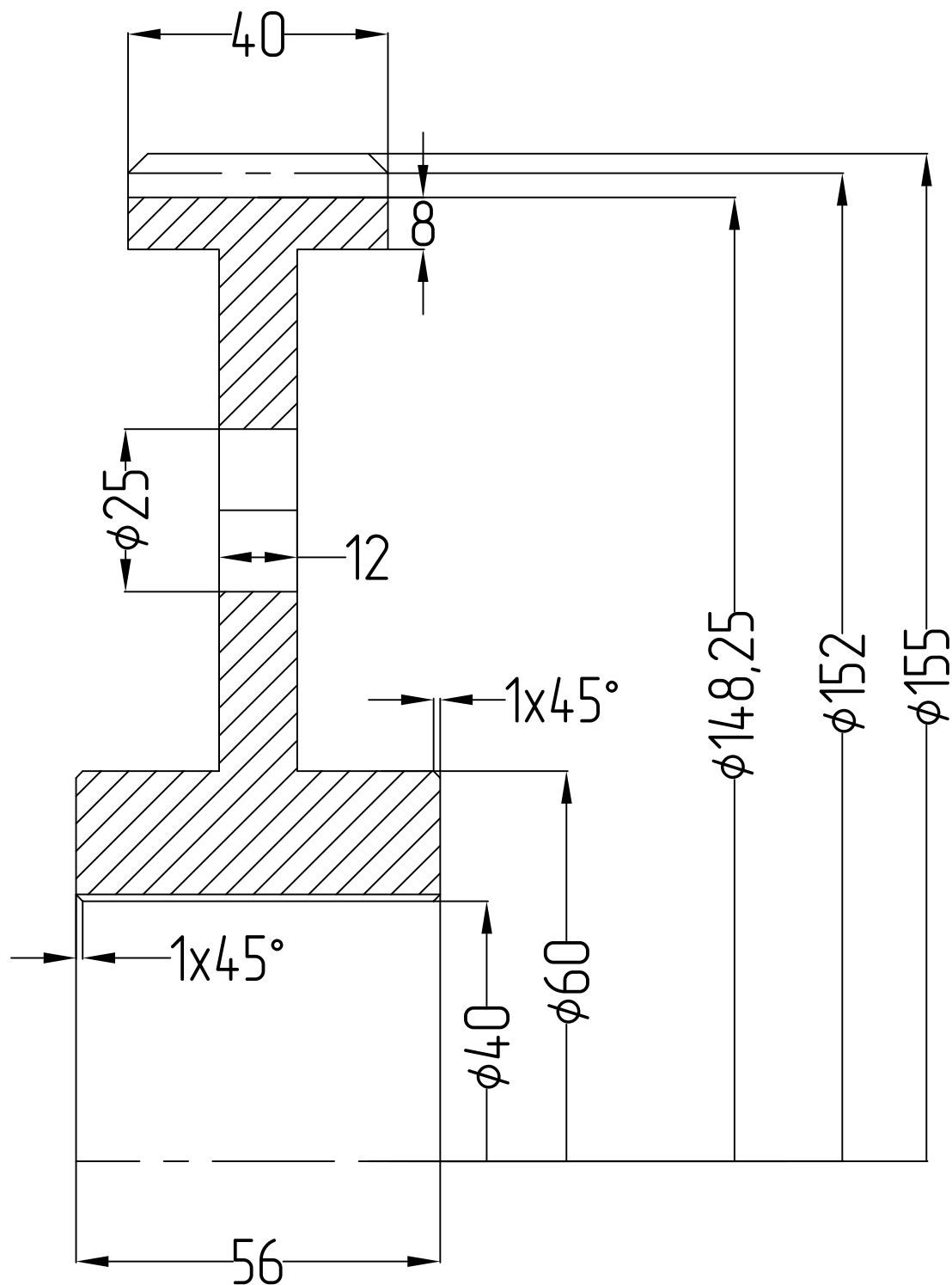
$$\text{Фаски: } f = c \approx 0,5 \cdot m;$$

$$f = 0,5 \cdot 1,5 = 0,75 \text{ мм},$$

$$\text{Округляем до } f = 1,0 \text{ мм}$$

На косозубых цилиндрических колесах при твердости  $\leq 350 \text{ HRC}$  выполняют под углом  $45^\circ$

Инв. № подл.	Взам. инв. №					Лист	
Инв. № подл.						Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ	25
	Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись		



					РЗ.34.20.03.02.06–3			
					КОЛЕСО ЗУБЧАТОЕ	Лист	Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		у		1:1
Разраб.	Иванов Е.В.							
Пров.	Сукиасов В.Г.							
Т. контр.						Лист 26	Листов 27	
Н. контр.						КГТУ, 18–ВП		
Умв.								

## 5. Список литературы.

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин/ П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов, - М.: Академия, 2004. – 496 с. Федоров С.В. Детали машин. Раздел: «Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчет элементарного привода». Методическое пособие по курсовому проектированию / С.В. Федоров. – Калининград: КГТУ, 2011. – 16с.

2. Шарков О.В. Теория механизмов и машин и детали машин: учебно-методическое пособие / О.В. Шарков. – Калининград: КГТУ, 2016 – 115с.

Инв. № подл.	Взам. инв. №							Лист
		Изм.	Кол.вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	