

## **Содержание**

*Задание по расчету цилиндрической зубчатой передачи .....*

*Введение.....*

*1. Нагрузочные параметры передачи.....*

*2. Расчет на прочность зубчатой передачи.....*

*3. Усилия в зацеплении зубчатой передачи и нагрузки на валы.....*

*4. Расчет тихоходного вала и выбор подшипников.....*

*5. Конструктивные размеры зубчатого колеса.....*

*6. Смазка и уплотнение элементов передачи .....*

*Графическая часть:*

*Приложение 1 «Эскизная компоновка тихоходного вала»*

*Приложение 2 «Расчетная схема тихоходного вала с эпюрами изгибающих и крутящих моментов»*

*Приложение 3 «Сборочный чертеж тихоходного вала».*

## ***Задание по расчету цилиндрической зубчатой передачи.***

*Рассчитать и спроектировать закрытую косозубую цилиндрическую передачу, передающую на тихоходном валу мощность  $P_2=6$  кВт, при угловой скорости  $\omega_2=3*3.14=9.42$  рад/с. и передаточным число  $i=3.3$  Режим нагрузки - постоянный «Г».*

*По заданию выполнить:*

*А) расчеты*

*Б) чертежи*

*Дополнительные условия, которые необходимо учитывать при расчете, принимаются следующими:*

*А) вид передачи- косозубая цилиндрическая*

*Б) передача неревверсивная, не допускается изменение направления вращения валов.*

*В) двигатель асинхронный серии 4А; в соответствии с данными каталога электродвигателей максимально кратковременные перегрузки составляют 200%, поэтому коэффициент перегрузки  $k_n=2.0$*

*Г) требуемый срок службы передачи назначим  $h=20000$  часов.*

## ***Введение***

*Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненного в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя рабочей машине с понижением угловой скорости и повышением вращающегося момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим.*

*Редуктор состоит из корпуса (литого чугуна или стального сварного), в котором помещают элементы передачи - зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д.*

*Применение соосной схемы позволяет получить меньшие габариты по длине, что и является ее основным достоинством. К числу недостатков соосных редукторов относятся:*

*а) Затруднительность смазки подшипников, находящихся в средней части корпуса.*

*б) Большое расстояние между порами промежуточного вала, что требует увеличение его диаметра для обеспечения достаточной прочности и жесткости.*

*Очевидно, применение соосных редукторов ограничивается случаями, когда нет необходимости иметь два конца вала быстроходного и тихоходного, а совпадение геометрически осей входного и выходного валов удобно при намеченной общей компоновке привода.*

# 1. Нагрузочные параметры передачи.

Угловая скорость тихоходного вала  $\omega_2=9,42$  рад/с.; угловая скорость быстроходного вала:

$$\omega_1 = \omega_2 \cdot v = 9.42 \cdot 3.3 = 31.086 \text{ рад/с}$$

Мощность на валах тихоходном валу  $P_2=6$  кВт.

Мощность на быстроходном валу:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{6}{0,96} = 6,25 \text{ кВт} \quad , \text{ где } \eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2 = 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,96 - \text{КПД передачи.}$$

$\eta_1 = 0,98$  КПД зацепления косозубой цилиндрической передачи.

$\eta_2 = 0,99$  КПД одной пары подшипников качения.

Крутящий момент на быстроходном валу:

$$T_1 = \frac{10^3 \cdot P_1}{\omega_1} = \frac{1000 \cdot 6,25}{31,086} = 201,055 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутящий момент на тихоходном валу:

$$T_2 = \frac{10^3 \cdot P_2}{\omega_2} = \frac{1000 \cdot 6}{9,42} = 636,943 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Расчетные крутящие моменты принимаются:

$$T_{1H}=T_{1F}=T_1=201,055 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_{2H}=T_{2F}=T_2=636,943 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Суммарное число циклов нагружения зубьев за весь срок службы передачи, соответственно для зубьев шестерни и колеса равны:

$$N_{\Sigma 1} = \frac{1800}{\pi} \omega_1 h = \frac{1800}{3,14} \cdot 31,086 \cdot 2 \cdot 10^4 = 35,64 \cdot 10^7 \text{ для быстроходной}$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{1800}{\pi} \omega_2 h = \frac{1800}{3,14} \cdot 9,42 \cdot 2 \cdot 10^4 = 10,8 \cdot 10^7 \text{ для тихоходной}$$

				Расчет и проектирование элементов редуктора		
				передачи при тяжелом режиме нагружения		
Изм.	Лист	Дата	Подпись	Лит.	Лист	Листов
Разраб.	Буравцев Н.В.				1	2
Провер.	Герасимов С.В.			<b>Нагрузочные параметры</b>		
Реценз.	Ф.И.О.			<b>передачи</b>		
Н. Контр.	Ф.И.О.			Иркутск БрГТУ		
Исполн.	Ф.И.О.	Докум.	Подпись	Дата		2

ориентируясь на стальные колеса:  $K_{HE}=0,50$ , при расчете на контактную выносливость.

$K_{FE}=0,30$ , при расчете на выносливость при изгибе.

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев шестерни и колеса:

$$N_{HE1} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 1} = 0.5 \cdot 35.64 \cdot 10^7 = 17.82 \cdot 10^7$$

$$N_{HE2} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 2} = 0.5 \cdot 10.8 \cdot 10^7 = 5.4 \cdot 10^7$$

$$N_{FE1} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 1} = 0.3 \cdot 35.64 \cdot 10^7 = 10.69 \cdot 10^7$$

$$N_{FE2} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 2} = 0.3 \cdot 10.8 \cdot 10^7 = 3.24 \cdot 10^7$$

Максимальная нагрузка на зубья передачи при кратковременных нагрузках:

$$T_{1\max} = k_n \cdot T_1 = 2,0 \cdot 201.055 = 402.11 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{2\max} = k_n \cdot T_2 = 2,0 \cdot 636,93 = 1273,86 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

<b>2. Расчет на прочность зубчатой передачи</b>					используемые элементы редуктора		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат			
Разраб.	Дуранин	Введе межосевого расстояния цилиндрической зубчатой			Лист	Листов	
Провер	Уваров	С.В			1	7	
Реценз.	Ф.И.О.				<b>Расчет на прочность зубчатой передачи</b>		
Н. Контр.	Ф.И.О.				АППзус03 БрГТУ		
Утверд.	Ф.И.О.						

$$a_{\omega \min} \geq k_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_a \cdot [\sigma]_H^2}}$$

Передача предназначена для индивидуального производства и  $K_u$  ей не предъявляются жесткие требования к габаритам. Но учитывая значительные кратковременные перегрузки, принимаем для изготовления зубчатых колес следующие материалы:

Параметр	Для шестерни	Для колеса
Материал	Сталь 45	Сталь 40
Температура закалки в масле, °C	840	850
Температура отпуска, °C	400	400
Твердость HB	350	310
$\sigma_B$ , МПа	940	805
$\sigma_T$ , МПа	785	637

Допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \text{ Lim B}}}{S_H} \cdot Z_R \cdot k_{HL}$$

Для зубьев шестерни определяется:

- предел ограниченной контактной выносливости поверхности зубьев при базе испытаний  $N_{НО}$

$$\sigma_{H \text{ Lim B1}} = 2H_1 + 70 = 2 \cdot 350 + 70 = 770 \text{ МПа}$$

Предварительно принимается:

- коэффициент безопасности для колес с однородной структурой зубьев.

$$S_H = 1.1$$

- коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности  $Z_R = 0.95$

Коэффициент долговечности находится с учетом базы испытаний и эквивалентного числа циклов нагружения зубьев.

База испытаний определяется в зависимости:

$$N_{НО1} = 30H_1^{2.4} = 30 \cdot 350^{2.4} = 3.827 \cdot 10^7$$

					<b>Расчет на прочность зубчатой передачи</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		2

Так как  $N_{H01} = 3.827 \cdot 10^7 < N_{HE1} = 17.82 \cdot 10^7$ , то для переменного тяжелого режима нагружения  $k_{HL} = 1$ .

Допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H\text{Lim}B1}}{S_H} \cdot Z_R \cdot k_{HL} = \frac{770}{1.1} \cdot 0.95 \cdot 1 = 665 \text{ МПа}$$

Для зубьев колеса соответственно определяется:

$$\sigma_{H\text{Lim}B2} = 2H_2 + 70 = 5 \cdot 310 + 70 = 690 \text{ МПа}$$

$$S_H = 1.1$$

$$Z_R = 0.95$$

$$N_{H02} = 30H_2^{2.4} = 30 \cdot 310^{2.4} = 2,286 \cdot 10^7$$

Так как:

$$N_{H02} = 2,286 \cdot 10^7 < N_{HE2} = 5,4 \cdot 10^7, \text{ то } k_{HL2} = 1$$

Допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H\text{Lim}B2}}{S_H} \cdot Z_R \cdot k_{HL} = \frac{690}{1.1} \cdot 0.95 \cdot 1 = 596 \text{ МПа}$$

Допускаемого контактного напряжения:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (665 + 596) = 567,45 \text{ МПа}$$

Число зубьев шестерни принимаем:  $Z_1 = 26$

Число зубьев колеса:

$$Z_2 = u \cdot Z_1 = 3.3 \cdot 26 = 85.8, \text{ принимаем } Z_2 = 86$$

Фактическое передаточное число передачи:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{86}{26} = 3.31$$

Угол наклона линии зубьев  $\beta = 12^\circ$

Вспомогательный коэффициент  $k_a = 430$

Коэффициент ширины зубчатого венца  $\psi_a = 0.4$ , и соответственно:

$$\psi_{bd} = \psi_a \frac{u+1}{2} = 0.4 \cdot \frac{3.31+1}{2} = 0.862 < 1.5$$

Коэффициент  $k_{H\beta}$ , учитывающий распределение нагрузки по ширине венца

$$k_{H\beta} = 1,05$$

Минимальное межосевое расстояние:

					<b>Расчет на прочность зубчатой передачи</b>	Лист
						3
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

$$a_{\omega \min} = 430 \cdot (3.31 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{636.943 \cdot 1.05}{3.31^2 \cdot 0.4 \cdot 567.45^2}} = 311.304$$

*Нормальный модуль зубьев:*

$$m_n' = \frac{2 \cdot a_{\omega \min} \cdot \cos \beta}{Z_1 + Z_2} = \frac{2 \cdot 311.304 \cdot \cos 12^\circ}{26 + 86} = 4.691 \text{ мм}$$

*По ГОСТ 9563-90 принимаем  $m_n = 5$  мм*

*Фактическое межосевое расстояние*

$$a_{\omega} = 0.5 m_n \cdot (Z_1 + Z_2) / \cos \beta = 0.5 \cdot 5 \cdot (26 + 86) / \cos 12^\circ = 331.811 \text{ мм, назначаем}$$

$a_w = 330$ , тогда фактический угол наклона зубьев:

$$\cos \beta = \frac{m_n' (Z_1 + Z_2)}{2 a_w} = \frac{5(26 + 86)}{2 \cdot 330} = 0.8488 \quad \beta = 32.0052$$

*По ГОСТ 13755-81 для цилиндрических зубчатых передач:*

- угол главного профиля  $\alpha' = 20^\circ$
- коэффициент высоты зуба  $h_a^* = 1$
- коэффициент радиального зазора  $c^* = 0.25$
- коэффициент высоты ножки зуба  $h_f^* = 1.25$
- коэффициент радиуса кривизны переходной кривой  $r^* = 0.38$

*Размеры зубчатого венца колеса:*

*Внешний делительный диаметр колеса:*

$$d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{5 \cdot 86}{0.848} = 507.075 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 507.075 + 2 \cdot 5 = 517.075 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5 \cdot m_n = 507.075 - 2.5 \cdot 5 = 494.575 \text{ мм}$$

$$B_2 = \psi_a \cdot a_{\omega} = 0.4 \cdot 330 = 132$$

*Размеры зубчатого венца шестерни*

*Внешний делительный диаметр колеса:*

$$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{5 \cdot 26}{0.846} = 153.664 \text{ мм}$$

*Внешний диаметр вершин зубьев:*

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 153.664 + 2 \cdot 5 = 163.664 \text{ мм}$$

$$B_1 = B_2 + (4 \dots 5) = 132 + (4 \dots 5) = 136 \dots 137$$

*принимаем  $B_1 = 136$*

					<b>Расчет на прочность зубчатой передачи</b>	<i>Лист</i>
						4
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дат</i>		



$$d_{f1} = d_1 - 2.5 \cdot m_n = 153.664 - 2.5 \cdot 5 = 141.164 \text{ мм}$$

*Окружная скорость зубчатых колес:*

$$v = 0.5 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_1 \cdot d_1 = 0.5 \cdot 10^{-3} \cdot 31.086 \cdot 153.664 = 2.388 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

*Эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса:*

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{26}{0.846^3} = 42.94$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{86}{0.846^3} = 142.032$$

*Номинальная окружная сила в зацеплении:*

$$F_t = F_{Ht} = F_{Ft} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 201.055}{153.664} = 2616.81 \text{ Н}$$

*Коэффициент торцевого перекрытия:*

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1.88 - 3.2 \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = 1.88 - 3.2 \left( \frac{1}{26} + \frac{1}{86} \right) \cdot 0.846 = 1.744$$

*Коэффициент осевого перекрытия:*

$$\varepsilon_\beta = \frac{B_2}{\pi \cdot m_n} \sin \beta = \frac{132}{3.14 \cdot 5} \cdot 0.52999 = 4.453$$

*Расчет на выносливость зубьев при изгибе:*

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{FT}}{m_n} \leq [\sigma]_F$$

*Коэффициенты, учитывающие форму зуба принимаем:*

*Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев:*

$$Z_H = 1.77 \cdot \cos \beta = 1.77 \cdot 0.848 = 1.501$$

*Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов*

*сопряженных зубчатых колес:*

$$Z_M = 275 \text{ Н}^{1/2} / \text{мм}$$

*Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:*

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1.744}} = 0.757$$

*Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями:*

$$k_{H\alpha} = 1.13; k_{H\beta} = 1.05$$

*Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении:*

$$K_{Hv} = 1.03$$

					<b>Расчет на прочность зубчатой передачи</b>	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Удельная расчетная окружная сила:

$$w_{HT} = \frac{F_1}{B_2} k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\nu} = \frac{2616.81}{132} \cdot 1.13 \cdot 1.05 \cdot 1.03 = 24.227 \frac{H}{мм}$$

Допустимое контактное напряжение:

$$[\sigma]_{H \max} = 567.45 \text{ МПа}$$

$$\delta_H = 1.501 \cdot 275 \cdot 0.757 \sqrt{\frac{24.227 \cdot (3.31 + 1)}{153.664 \cdot 3.31}} = 141.704 < [\delta]_{ном}$$

Допускаемое предельное контактное напряжение:

$$[\delta]_{H \max} = 2.8 \cdot \delta_T = 2.8 \cdot 780 = 2184 \text{ МПа}$$

Расчет на контактную прочность:

$$\delta_{H \max} = \delta_H \sqrt{\frac{T_{1 \max}}{T_1}} = 141.704 \sqrt{\frac{402.11}{201.055}} = 200.4 \text{ МПа} < [\delta]_{H \max} = 2184 \text{ МПа}$$

Условие при расчете выносливости зубьев при изгибе:

$$\delta_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m_n} \leq [\delta]_F$$

Коэффициент, учитывающий форму зуба:

$$Y_{F1} = 3.84, \text{ для зубьев шестерни}$$

$$Y_{F2} = 3.61, \text{ для зубьев колеса}$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев  $Y_\varepsilon = 1$

Коэффициент, учитывающий наклон зубьев:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{32.0052}{140} = 0.771$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями:

$$k_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)4}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1.744 - 1)4}{4 \cdot 1.744} = 1$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца:

$$k_{F\beta} = 1.1$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{Fv} = 1.07$$

Удельная расчетная окружная сила:

					<b>Расчет на прочность зубчатой передачи</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		6

$$w_{Ft} = \frac{F_t}{B_2} k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{Fv} = \frac{2616.81}{132} 1 \cdot 1.1 \cdot 1.07 = 23.333 \frac{H}{мм}$$

Допустимое напряжение на изгиб:

$$[\sigma]_{F\max} = \frac{\sigma_{F\text{Lim}M}}{S_F} \cdot k_{FC} \cdot k_{FL}$$

Для зубьев шестерни определяем:

Предел ограниченной выносливости зубьев на изгиб при базе испытаний  $4 \cdot 10^6$ :

$$\sigma_{F\text{Lim}B} = 1.75 \cdot H_1 = 1.75 \cdot 350 = 612.5 \text{ МПа}$$

Коэффициент безопасности для колес с однородной структурой материала принимаем  $S_F = 1.7$

Коэффициент учитывающий влияние приложения нагрузки на зубья  $k_{FC} = 1$  - для нереверсивной передачи.

Коэффициент долговечности находим по формуле:

$$k_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{0.4 \cdot 10^7}{18.16 \cdot 10^7}} = 0.529 < 1$$

, поэтому принимаем  $k_{FL} = 1$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{612.5}{1.7} \cdot 1 \cdot 1 = 360.3 \text{ МПа}$$

Для зубьев колеса соответственно определяем:

$$\sigma_{F\text{Lim}B2} = 1.75 \cdot H_2 = 1.75 \cdot 310 = 558 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{558}{1.7} \cdot 1 \cdot 1 = 328.24 \text{ МПа}$$

$S_F = 1.7$ ;  $k_{FC} = 1$ ;  $k_{FL} = 1$ ; т.к.  $N_{FE2} = 3.24 \cdot 10^7 > 4 \cdot 10^6$

$$[\delta]_{F2} = \frac{558}{1.7} 1 \cdot 1 = 328.24$$

Расчет на выносливость при изгибе:

$$\sigma_{F1} = 3.84 \cdot 1 \cdot 0.771 \cdot \frac{23.333}{5} = 13.816 < [\sigma]_{F1} = 360.3$$

$$\sigma_{F2} = 3.61 \cdot 1 \cdot 0.771 \cdot \frac{23.333}{5} = 12.989 < [\sigma]_{F2} = 328.24$$

Допустимое предельное напряжение на изгиб:

					<b>Расчет на прочность зубчатой передачи</b>	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

$$[\sigma]_{F \max} = \frac{\sigma_{F \text{ Lim } M}}{S_F}$$

Предельное напряжение не вызывающая остаточной деформации или хрупкого излома зубьев для шестерни и колеса.

$$\sigma_{F \text{ Lim } M1} = 4,8 \cdot H_1 = 4,8 \cdot 350 = 1680 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F \text{ Lim } M2} = 4,8 \cdot H_2 = 4,8 \cdot 310 = 1488 \text{ МПа}$$

Принимаем коэффициент безопасности  $S_F = 1,7$

$$[\sigma]_{F \max 1} = \frac{\sigma_{F \text{ Lim } M1}}{S_F} = \frac{1680}{1,7} = 988,23 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F \max 2} = \frac{\sigma_{F \text{ Lim } M2}}{S_F} = \frac{1488}{1,7} = 875,29 \text{ МПа}$$

Расчет на прочность при изгибе для шестерни:

$$\sigma_{F \max 1} = \sigma_{F1} \frac{T_{1 \max}}{T_{1F}} = 13,816 \frac{402,11}{201,055} = 27,632 \text{ МПа}$$

Расчет на прочность при изгибе для колеса:

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} \frac{T_{1 \max}}{T_{1F}} = 12,989 \frac{1273,86}{636,94} = 25,977 \text{ МПа}$$

### 3. Усилия в зацеплении зубчатой передачи и нагрузки на валы

Усилия в зацеплении прямозубых цилиндрических зубчатых колес определяются по формулам:

Окружное усилие:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 201,055}{153,664} = 2616,81 \text{ Н}$$

Радиальное усилие:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 2616,81 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 1123,16 \text{ Н}$$

Расчет и проектирование элементов редуктора

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	<p><b>Усилия в зацеплении зубчатой передачи и нагрузки на валы</b></p>	Лит.	Лист	Листов
Разраб.	Буравцев Н.В		а				1	1
Провер.	Осипов					АППзус03 БрГТУ		
Реценз.	Ф.И.О.							
Н. Контр.	Ф.И.О.							
Утверд.	Ф.И.О.							

$$F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2135.39 \cdot 0.848 = 1810.82 \text{ Н}$$

#### 4. Расчет тихоходного вала и выбор подшипников.

Для предварительного расчета принимаем материал для изготовления вала:

Материал- Сталь 40 нормализованная

$$\sigma_b = 550 \text{ МПа}$$

$$\sigma_T = 280 \text{ МПа}$$

Допустимое напряжение на кручение  $[\tau] = 35 \text{ МПа}$

Диаметр выходного участка вала:

Расчет и проектирование элементов редуктора

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<b>Расчет тихоходного вала и выбор подшипников</b>	Лит.	Лист	Листов
Разраб.	а	Буравцев Н.В.	10.03.14	31.04.14			1	5
Провер.		Герасимов С.В.						
Реценз.		Ф.И.О.						
Н. Контр.		Ф.И.О.						
Утверд.		Ф.И.О.						

АПЗус03 БрГТУ

Для определения расстояния между опорами вала предварительно находим:

- длина ступицы зубчатого колеса  $l_{cm}=80$  мм

- расстояние от торца ступицы до внутренней стенки корпуса  $\Delta=8$ мм.

- толщина стенки корпуса:

$$\delta = 0,025 \cdot a_w + 1 = 0.025 \cdot 330 + 1 = 9.25. \text{ принимаем } \delta = 9$$

- ширина фланца корпуса:

$$L = (3...4)d_\delta + \delta = (3...4) \cdot 16 = 48...64, \text{ принимаем } L = 60$$

- диаметр соединительных болтов:

$$d_\delta = 0.7(0.036 \cdot a_w + 12) = 0.7(0.036 \cdot 330 + 12) = 16.716, \text{ принимаем } d_\delta = 16$$

- размеры для установки соединительных болтов:

$$C_1 = 1.2 \cdot d_\delta + (3...5) = 1.2 \cdot 16 + (3...5) = 22.2...24.2 \text{ принимаем } C_1 = 23$$

$$C_2 = d_\delta + (3...5) = 16 + (3...5) = 19...21, \text{ принимаем } C_2 = 20$$

$$e = (1...1.2) \cdot d_\delta = (1...1.2) \cdot 16 = 16...19.2, \text{ принимаем } e = 18$$

- ширина подшипника  $B=22$  мм принята первоначально для подшипника 212 с внутренним посадочным диаметром 60 мм и наружным диаметром 110 мм.

- размеры  $h_1=14$  мм и  $h_2=10$  мм назначены с учетом размеров крышек для подшипников с наружным диаметром 111 мм.

- ширина мазеудерживающего кольца  $s=6$ мм и расстояние до подшипника  $f=6$ мм, (смазка подшипника пластичной смазкой ( $V=2,939$  м/с < 3 м/с), поэтому мазеудерживающие кольца  $l_k \approx 18$ мм

Таким образом, расстояние между опорами вала равно:

$$l = l_{cm} + 2l_k + B = 80 + 2 \cdot 18 + 22 = 138 \text{ мм}$$

так, как колесо расположено на валу симметрично относительно его опор, то  $a=v=0,5 \cdot l = 0.5 \cdot 138 = 69$  мм

Конструирование вала:

Диаметры:

					<b>Расчет тихоходного вала и выбор подшипников</b>	Лист
						2
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

- выходного участка вала  $d_1=40$  мм
- в месте установки уплотнений  $d_2=55$  мм
- в месте установки подшипника  $d_3=60$  мм
- в месте посадки колеса  $d_4=63$  мм

*Длины участков валов:*

- выходного участка  $l_1=2d_1=2*40=80$  мм
- в месте установки уплотнений  $l_2=45$  мм
- под подшипник  $l_3=B=22$  мм
- под мазеудерживающее кольцо  $l_4=l_k+2=18+2=20$  мм
- для посадки колеса  $l_5=l_{CT}-4=80-4=76$  мм

*Проверка статической прочности валов*

*Радиальные реакции в опорах вала находим в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Составляющие радиальных реакций в направлениях окружной и радиальной сил на каждой из опор вала будут равны:*

					<b>Расчет тихоходного вала и выбор подшипников</b>	<i>Лист</i>
						3
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дат</i>		

$$F_{1t} = \frac{F_t \cdot b}{a + b} = \frac{2616.81 \cdot 69}{69 + 69} = 1308.405 \text{ H}$$

$$F_{2t} = \frac{F_t \cdot a}{a + b} = \frac{2616.81 \cdot 69}{69 + 69} = 1308.405 \text{ H}$$

$$F_{1rx} = \frac{F_r \cdot b + 0.5F_x \cdot d}{a + b} = \frac{1123.16 \cdot 69 + 0.5 \cdot 1810.82 \cdot 507}{69 + 69} = 3888 \text{ H}$$

$$F_{2rx} = \frac{F_r \cdot a - 0.5F_x \cdot d}{a + b} = \frac{1123.16 \cdot 69 - 0.5 \cdot 1810.82 \cdot 507}{69 + 69} = -2765 \text{ H}$$

$$F_1 = \sqrt{F_{1t}^2 + F_{1rx}^2} = \sqrt{1308.405^2 + 3888^2} = 4102 \text{ H}$$

$$F_2 = \sqrt{F_{2t}^2 + F_{2rx}^2} = \sqrt{1308.405^2 + (-2765)^2} = 3059 \text{ H}$$

*Осевая реакция опоры 1 равна осевой силе:*

$$F_a = F_x = 1810.82 \text{ H}$$

*Максимальные изгибающие моменты в двух взаимно перпендикулярных плоскостях:*

$$M_t = F_{1t} \cdot a = 1308.405 \cdot 69 = 9.02 \cdot 10^4 \text{ H} \cdot \text{мм}$$

$$M_{r1} = F_{1rx} \cdot a = 3888 \cdot 69 = 26.83 \cdot 10^4 \text{ H} \cdot \text{мм}$$

$$M_{r2} = F_{2rx} \cdot b = -2765 \cdot 69 = -19.07 \cdot 10^4 \text{ H} \cdot \text{мм}$$

*Результатирующий изгибающий момент:*

$$M = \sqrt{M_t^2 + M_{r1}^2} = \sqrt{90200^2 + 268300^2} = 28.31 \cdot 10^4 \text{ H} \cdot \text{мм}$$

*Эквивалентное напряжение в опасном сечении вала:*

$$\sigma_e = \sqrt{(\delta_u + \delta_{сж})^2 + 3 \cdot \tau_k^2}$$

*Напряжение изгиба вала:*

$$\delta_u = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d_4^3} = \frac{32 \cdot 28.31 \cdot 10^4}{3.14 \cdot 63^3} = 11.538 \text{ МПа}$$

*Напряжение сжатия вала:*

$$\delta_{сж} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_4^2} = \frac{4 \cdot 1810.82}{3.14 \cdot 63^2} = 0.581 \text{ МПа}$$

*Напряжение кручение вала:*

$$\tau_k = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot T_2}{\pi \cdot d_4^3} = \frac{16000 \cdot 636.94}{3.14 \cdot 63^3} = 12.98 \text{ МПа}$$

*Номинальное эквивалентное напряжение:*

$$\delta_e = \sqrt{(11.538 + 0.581)^2 + 3 \cdot 12.98^2} = 25.54 \text{ МПа}$$



Максимальное допустимое напряжение:

$$[\delta]_{\max} = 0.8 \cdot \delta_T = 0.8 \cdot 280 = 244 \text{ МПа}$$

Проверка статической прочности вала при кратковременных нагрузках:

$$\delta_{E \max} = \delta_E \cdot k_{II} = 25,54 \cdot 2 = 51,08 \text{ МПа} < [\delta]_{\max} = 244 \text{ МПа}$$

Выбор подшипников качения тихоходного вала.

Для опор тихоходного вала предварительно назначаем подшипник 212 с внутренним посадочным диаметром  $d=60$  мм, динамическая грузоподъемность которого  $C=52000$  Н и статическая грузоподъемность  $C_0=3100$  Н

Для опоры 1:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1810.82}{3100} = 0.58, \text{ что соответствует } e=0,23$$

$$\text{Отношение } \frac{F_a}{VF_r} = \frac{1810.82}{1 \cdot 4102} = 0.44 > e = 0.23$$

$X=0,56$ ;  $Y=1.95$ , а расчетная динамическая нагрузка

$$R_1 = (X \cdot V \cdot F_1 + Y \cdot F_x) k_\delta k_T = (0.56 \cdot 1 \cdot 4102 + 1.95 \cdot 1810.82) \cdot 2 \cdot 1 = 11656.4 \text{ Н}$$

Для опоры 2:

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{0}{2 \cdot 3059} = 0 > e = 0.23$$

поэтому  $X=1$ ;  $y=0$

Расчетная динамическая нагрузка:

$$R_1 = (1 \cdot 1 \cdot 3059 + 0) \cdot 2 \cdot 1 = 6118 \text{ Н}$$

С учетом режима нагружения ( $T$ ), для которого коэффициент интенсивности  $k_E=0.8$ . расчетная эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник:

$$R_E = k_E \cdot R_1 = 0.8 \cdot 11656.4 = 9325.12 \text{ Н}$$

Для 90% надежности подшипников ( $a_1=1$ ) и обычных условиях эксплуатации ( $a_{23}=0.75$ ) расчетная долговечность подшипников в млн.об.:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \left( \frac{C}{R_E} \right)^n = 1 \cdot 0.75 \left( \frac{52000}{9325.12} \right)^3 = 130.049$$

Расчетная долговечность подшипника в часах:

					<b>Расчет тихоходного вала и выбор подшипников</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		г

$$L_h = 1745 \frac{L}{w_2} = 1745 \frac{130.049}{9.42} = 2.409 \cdot 10^4$$

что больше требуемого срока службы передачи.

#### 4. Шпоночные соединения

Выбор размера шпонок

Для проектируемой сборочной единицы тихоходного вала выбираем

следующие размеры призматических шпонок:

Расчет и проектирование элементов редуктора

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат			
Разраб.	б.1	Буряков № В 4	х 9 х 70	ϕ <sub>1</sub> = 5.5 мм	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Герасимов С.В				1	1
Реценз.		Ф.И.О.			АПЗус03 БрГТУ		
Н. Контр.		Ф.И.О.					
Утверд.		Ф.И.О.					

**Шпоночные соединения**

- под ступицей колеса:

$$b^i \times h^i \times l^i = 18 \times 11 \times 70; t^i_1 = 3 \text{ мм}$$

проверка прочности шпоночных соединений.

Напряжение смятия боковых граней шпонки, установленной на выходном участке вала:

$$\delta = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_1(h^i - t^i_1)l_p} = \frac{2000 \cdot 636.94}{40(9 - 3)56} = 94.783 \text{ МПа} < [\delta] = 130 \text{ МПа}$$

$$\text{, где } l_p = l - b = 70 - 14 = 56 \text{ мм}$$