

Кафедра ОИД

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту по деталям машин и основам конструирования  
на тему: Проектирование привода ленточного конвейера

ПЛК 071.00.00.ПЗ

Разработал студент группы Б201-01 \_\_\_\_\_ Волкова А.П.

Проверил доцент \_\_\_\_\_ Ахметзянов Р.Р.

от  
[подпись]

Казань

2022

17.12.22  
[подпись]

Спроектировать привод.

В состав привода входят следующие передачи:

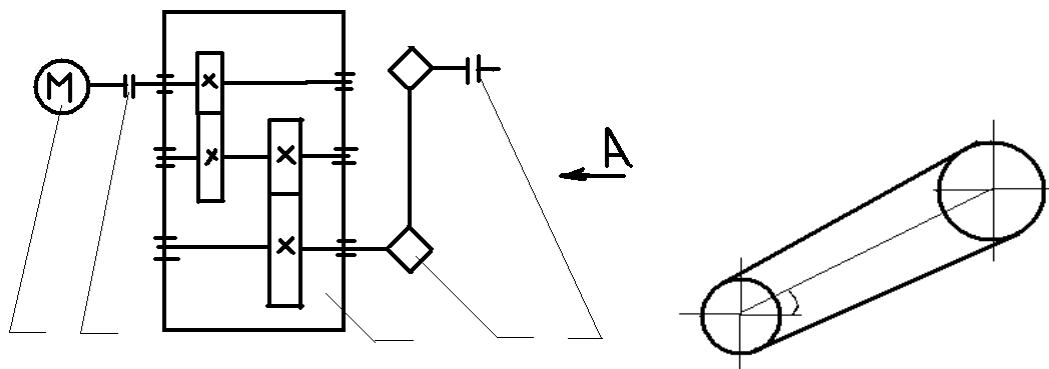
- 1 - закрытая зубчатая цилиндрическая передача - косозубая;
- 2 - закрытая зубчатая цилиндрическая передача - шевронная.

Мощность на выходном валу  $P = 9,5$  кВт.

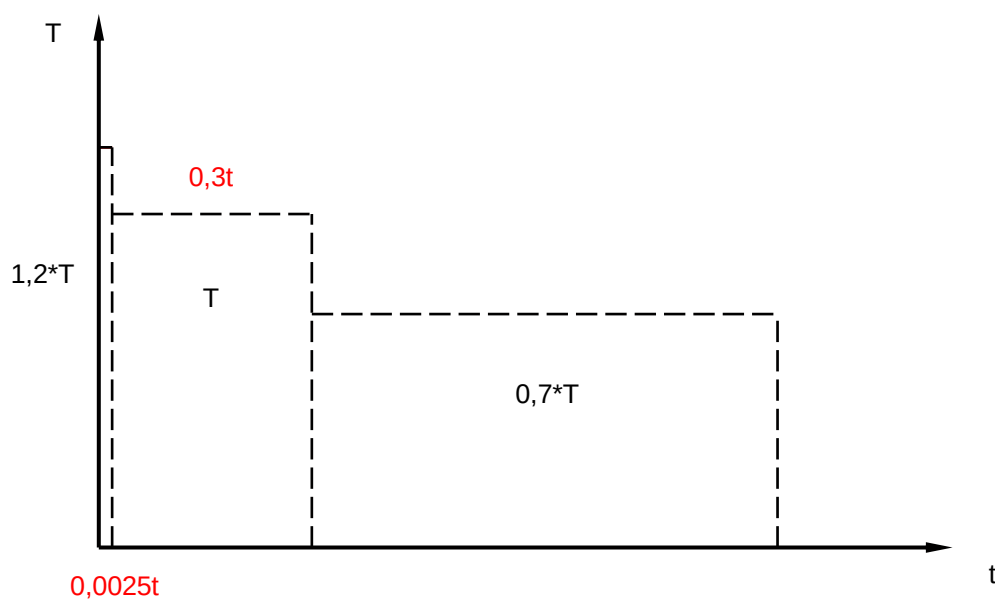
Угловая скорость выходного вала  $\omega = 9$  рад/с.

Срок службы привода  $T = 10000$  ч.

Число смен работы – 3.



Кинематическая схема привода: 1- электродвигатель; 2, 5- муфты; 3- редуктор; 4-гибкая передача.



## СОДЕРЖАНИЕ

Введение

Выбор электродвигателя и кинематический расчёт.....

Расчёт 1-й зубчатой цилиндрической передачи.....

Расчёт 2-й зубчатой цилиндрической передачи.....

Расчет зубо-ременной передачи.....

Предварительный расчёт валов.....

Конструктивные размеры шестерен и колес .....

Проверка прочности шпоночных (шлицевых) соединений .....

Конструктивные размеры корпуса редуктора.....

Расчёт реакций в опорах.....

Проверка долговечности подшипников .....

Уточнённый расчёт валов .....

Выбор сорта масла .....

Выбор посадок.....

Технология сборки редуктора .....

Спецификация

Список использованной литературы .....

Подпись и дата

Взам. инв. № дубл.

Взам. инв. № подл.

Подпись и дата

Инв. № подл.

|           |      |          |         |      |
|-----------|------|----------|---------|------|
|           |      |          |         |      |
| Изм.      | Лист | № докум. | Подпись | Дата |
| Разраб.   |      |          |         |      |
| Пров.     |      |          |         |      |
|           |      |          |         |      |
| Н. контр. |      |          |         |      |
| Утв.      |      |          |         |      |

*Курсовой проект ПЛТ 00.00*

*Привод ленточного  
конвейера*

|      |      |        |
|------|------|--------|
| Лит. | Лист | Листов |
|      | 3    | 39     |

*КазГАУ каф. ТММ  
2742200000*

## ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ

По табл. 1.1[1] примем следующие значения КПД:

- для закрытой зубчатой цилиндрической передачи :  $\eta_1 = 0,97$
- для закрытой зубчатой цилиндрической передачи :  $\eta_2 = 0,97$
- для зубчато-ременной:  $\eta_2 = 0,94$

Общий КПД привода будет :

$$\eta = \eta_1 \times \dots \times \eta_n \times \eta_{\text{подш.}}^3$$

$$= 0,97 \times 0,97 \times 0,99^3 = 0,913$$

где  $\eta_{\text{подш.}} = 0,99$  - КПД одного подшипника.

Угловая скорость на выходном валу будет :

$$\omega_{\text{вых.}} = \pi \times n_{\text{вых.}} / 30 = 3,14 \times 86 / 30 = 9,006 \text{ рад/с}$$

Требуемая мощность двигателя будет :

$$P_{\text{тр.}} = P_{\text{вых.}} / \eta = 9,5 / 0,913 = 10,405 \text{ кВт}$$

В таблице 24.7[2] по требуемой мощности выбираем электродвигатель 4A160S6 (исполнение IM2081), с синхронной частотой вращения 1000 об/мин, с параметрами:  $P_{\text{двиг.}} = 11 \text{ кВт}$ . Номинальная частота вращения с учётом скольжения  $n_{\text{двиг.}} = 970 \text{ об/мин}$ , угловая скорость  $\omega_{\text{двиг.}} = \pi \times n_{\text{двиг.}} / 30 = 3,14 \times 970 / 30 = 101,578 \text{ рад/с}$ .

Общее передаточное отношение:

$$U = \omega_{\text{вход.}} / \omega_{\text{вых.}} = 101,578 / 9,006 = 11,279$$

Суммарное передаточное число редуктора :

$$U_{(\text{ред.})} = 11,279$$

По формулам из таблицы 1.3[2] для двухступенчатого редуктора, выполненного по разветвлённой схеме, для тихоходной передачи получаем передаточное число:

$$U_2 = 0,88 \times U_{(\text{ред.})}^{1/2} = 0,88 \times 11,279^{1/2} = 2,955$$

$$\text{Примем } U_2 = 2,8$$

Тогда передаточное число для быстроходной передачи :

$$U_1 = U_{(\text{ред.})} / U_2 = 11,279 / 2,8 = 4,028$$

$$\text{Примем } U_1 = 4$$

Рассчитанные частоты и угловые скорости вращения валов сведены ниже в таблицу :

Вал 1-й

$$n_1 = n_{\text{двиг.}} = 970 \text{ об./мин.}$$

$$\omega_1 = \omega_{\text{двиг.}} = 101,578 \text{ рад/с.}$$

|                    |  |  |  |  |  |
|--------------------|--|--|--|--|--|
| Подпись и дата     |  |  |  |  |  |
| Взам. инв. № дубл. |  |  |  |  |  |
| Взам. инв. № подл. |  |  |  |  |  |
| Подпись и дата     |  |  |  |  |  |
| Инв. № подл.       |  |  |  |  |  |

|     |      |          |         |      |                           |      |
|-----|------|----------|---------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |         |      | Курсовой проект ПЛТ оо.оо | Лист |
| Изм | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                           |      |
|     |      |          |         |      |                           |      |

Вал 2-й  $n_2 = n_1 / U_1 =$   
 $970 / 4 = 242,5$  об./мин.

Вал 3-й  $n_3 = n_2 / U_2 =$   
 $242,5 / 2,8 = 86,607$  об./мин.

$\omega_2 = \omega_1 / U_1 =$   
 $101,578 / 4 = 25,394$  рад/с.

$\omega_3 = \omega_2 / U_2 =$   
 $25,394 / 2,8 = 9,069$  рад/с.

Вращающие моменты на валах будут:

$T_1 = P_{\text{треб.}} \times \eta_{\text{подш.}} / \omega_1 =$   
 $10,405 \times 10^6 \times 0,99 / 101,578 = 101409,262$  Н×мм

$T_2 = T_1 \times U_1 \times \eta_1 \times \eta_{\text{подш.}} =$   
 $101409,262 \times 4 \times 0,97 \times 0,99 = 389533,257$  Н×мм

$T_3 = T_2 \times U_2 \times \eta_2 \times \eta_{\text{подш.}} =$   
 $389533,257 \times 2,8 \times 0,97 \times 0,99 = 1047392,604$  Н×мм

|              |                    |          |         |      |
|--------------|--------------------|----------|---------|------|
| Инв. № подл. | Подпись и дата     |          |         |      |
|              | Взам. инв. № дубл. |          |         |      |
|              | Взам. инв. № подл. |          |         |      |
| Инв. № подл. | Подпись и дата     |          |         |      |
|              | Взам. инв. № дубл. |          |         |      |
|              | Взам. инв. № подл. |          |         |      |
| Изм          | Лист               | № докум. | Подпись | Дата |

Курсовой проект ПЛТ оо.оо

Лист

## РАСЧЁТ 1-Й ЗУБЧАТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Выбираем материалы со следующими механическими характеристиками (см. табл. 2.1-2.3[2]):

- для шестерни : сталь : 40ХН  
                   термическая обработка : закалка  
                   твердость : HRC 50
- для колеса : сталь : 40ХН  
                   термическая обработка : закалка  
                   твердость : HRC 45

Допустимые контактные напряжения (стр. 13[2]) , будут:

$$[\sigma]_H = \sigma_{H \text{ lim}} \times Z_N \times Z_R \times Z_V / S_H ,$$

По таблицам 2.1 и 2.2 гл. 2[2] имеем:

для стали шестерни с твердостью поверхностей зубьев более HB 350 и термической обработкой - закалка

$$\begin{aligned} \sigma_{H \text{ lim(шест.)}} &= 18 \times HRC_1 + 150 \\ &= 18 \times 50 + 150 = 1050 \text{ МПа;} \end{aligned}$$

для стали колеса с твердостью поверхностей зубьев более HB 350 и термической обработкой - закалка

$$\begin{aligned} \sigma_{H \text{ lim(кол.)}} &= 18 \times HRC_2 + 150 \\ &= 18 \times 45 + 150 = 960 \text{ МПа;} \end{aligned}$$

$S_H$  - коэффициент безопасности  $S_H = 1,2$ ;  $Z_N$  - коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса.

$$Z_N = (N_{HG} / N_{HE})^{1/6} ,$$

где  $N_{HG}$  - число циклов, соответствующее перелому кривой усталости, определяется по средней твердости поверхности зубьев:

$$\begin{aligned} N_{HG} &= 30 \times HB_{cp}^{2.4} \leq 12 \times 10^7 \\ N_{HG(шест.)} &= 30 \times 484^{2.4} = 83320165,259 \\ N_{HG(кол.)} &= 30 \times 427^{2.4} = 61680538,234 \end{aligned}$$

$N_{HE} = \mu_H \times N_K$  - эквивалентное число циклов.

$$N_K = 60 \times n \times c \times t_\Sigma$$

Здесь :

- $n$  - частота вращения, об./мин.;  $n_{шест.} = 969,998$  об./мин.;  $n_{кол.} = 242,5$  об./мин.
- $c = 1$  - число колёс, находящихся в зацеплении;

$t_\Sigma = 10000$  ч. - продолжительность работы передачи в расчётный срок службы.

|                    |  |  |  |  |
|--------------------|--|--|--|--|
| Инв. № подл.       |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |
| Подпись и дата     |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |
| Взам. инв. № подл. |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |
| Взам. инв. № дубл. |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |
| Подпись и дата     |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |
| Инв. № подл.       |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |

|     |      |          |         |      |                           |      |
|-----|------|----------|---------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |         |      | Курсовой проект ПЛТ оо.оо | Лист |
| Изм | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                           |      |

$\mu_H$  - дополнительный множитель для эквивалентной циклической долговечности.

$$\mu_H = \sum [(M_i / M_{\max})^{9/2} \times (t_i / t_{\Sigma}) \times (n_i / n_{\max})] = (1,2 / 1)^{9/2} \times (0,002 / 1) \times (1 / 1) + (1 / 1)^{9/2} \times (0,3 / 1) \times (1 / 1) + (0,7 / 1)^{9/2} \times (0,7 / 1) \times (1 / 1) = 0,447$$

Тогда:

$$N_{K(\text{шест.})} = 60 \times 969,998 \times 1 \times 10000 = 581998800$$

$$N_{K(\text{кол.})} = 60 \times 242,5 \times 1 \times 10000 = 145500000$$

$$N_{HE(\text{шест.})} = 0,447 \times 581998800 = 260153463,6$$

$$N_{HE(\text{кол.})} = 0,447 \times 145500000 = 65038500$$

В итоге получаем:

$$Z_{N(\text{шест.})} = (83320165,259 / 260153463,6)^{1/6} = 0,827$$

Так как  $Z_{N(\text{шест.})} < 1,0$ , то принимаем  $Z_{N(\text{шест.})} = 1$

$$Z_{N(\text{кол.})} = (61680538,234 / 65038500)^{1/6} = 0,991$$

Так как  $Z_{N(\text{кол.})} < 1,0$ , то принимаем  $Z_{N(\text{кол.})} = 1$

$Z_R = 0,9$  - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев.

$Z_v$  - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости:  $Z_v = 1 \dots 1,15$ .

Предварительное значение межосевого расстояния:

$$a_{\omega}' = K \times (U + 1) \times (T_{\text{шест.}} / U)^{1/3}$$

где  $K$  - коэффициент поверхностной твердости зубьев, для данных сталей  $K=7$ , тогда:

$$a_{\omega}' = 7 \times (4 + 1) \times (101,409 / 4)^{1/3} = 102,819 \text{ мм.}$$

Окружная скорость  $V_{\text{предв.}}$ :

$$V_{\text{предв.}} = 2 \times \pi \times a_{\omega}' \times n_{\text{шест.}} / (6 \times 10^4 \times (U + 1)) = 2 \times 3,142 \times 102,819 \times 969,998 / (6 \times 10^4 \times (4 + 1)) = 2,089 \text{ м/с}$$

По найденной скорости получим  $Z_v$ :

$$Z_v = 0,925 \times V_{\text{предв.}}^{0,05} = 0,925 \times 2,089^{0,05} = 0,96$$

Принимаем  $Z_v = 1$ .

Допустимые контактные напряжения:

для шестерни  $[\sigma]_{H1} = 1050 \times 1 \times 0,9 \times 1 / 1,2 = 787,5 \text{ МПа};$

для колеса  $[\sigma]_{H2} = 960 \times 1 \times 0,9 \times 1 / 1,2 = 720 \text{ МПа};$

Для косозубых колес расчетное допустимое контактное напряжение находим по формуле 3.10 гл.3[1]:

$$[\sigma]_H = (0,5 \times ([\sigma]_{H1}^2 + [\sigma]_{H2}^2))^{1/2}$$

|             |                |                    |                    |                |                                      |      |  |
|-------------|----------------|--------------------|--------------------|----------------|--------------------------------------|------|--|
| Изм         | Лист           | № докум.           | Подпись            | Дата           | <div>Курсовой проект ПЛТ оо.оо</div> | Лист |  |
|             |                |                    |                    |                |                                      |      |  |
|             |                |                    |                    |                |                                      |      |  |
| Ив. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. № подл. | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата | <div>Формат А4</div>                 |      |  |
|             |                |                    |                    |                |                                      |      |  |

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение будет:

$$[\sigma]_H = (0.5 \times (787,5^2 + 720^2))^{1/2} = 754,505 \text{ МПа.}$$

Требуемое условие выполнено :

$$[\sigma]_H = 754,505 \text{ МПа} < 1.25 \times [\sigma]_{H2} = 1.25 \times 720 = 900 \text{ МПа.}$$

Допустимые напряжения изгиба (стр. 15[2]) , будут:

$$[\sigma]_F = \sigma_{F \text{ lim}} \times Y_N \times Y_R \times Y_A / S_F ,$$

По таблицам 2.1 и 2.2 гл. 2[2] имеем

$$\sigma_{F \text{ lim(шестерня)}} = 500 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{F \text{ lim(колесо)}} = 500 \text{ МПа;}$$

$S_F$  - коэффициент безопасности  $S_F = 1,7$ ;  $Y_N$  - коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса.

$$Y_N = (N_{FG} / N_{FE})^{1/9} ,$$

где  $N_{FG}$  - число циклов, соответствующее перелому кривой усталости:

$$N_{FG} = 4 \times 10^6$$

$$N_{FE} = \mu_F \times N_K - \text{эквивалентное число циклов.}$$

$$N_K = 60 \times n \times c \times t_\Sigma$$

Здесь :

-  $n$  - частота вращения, об./мин.;  $n_{\text{шест.}} = 969,998$  об./мин.;  $n_{\text{кол.}} = 242,5$  об./мин.

-  $c = 1$  - число колёс, находящихся в зацеплении;

$t_\Sigma = 10000$  ч. - продолжительность работы передачи в расчётный срок службы.

$\mu_F$  - дополнительный множитель для эквивалентной циклической долговечности.

$$\mu_F = \sum [(M_i / M_{\text{max}})^9 \times (t_i / t_\Sigma) \times (n_i / n_{\text{max}})] = (1,2 / 1)^9 \times (0,002 / 1) \times (1 / 1) + (1 / 1)^9 \times (0,3 / 1) \times (1 / 1) + (0,7 / 1)^9 \times (0,7 / 1) \times (1 / 1) = 0,341$$

Тогда:

$$N_{K(\text{шест.})} = 60 \times 969,998 \times 1 \times 10000 = 581998800$$

$$N_{K(\text{кол.})} = 60 \times 242,5 \times 1 \times 10000 = 145500000$$

$$N_{FE(\text{шест.})} = 0,341 \times 581998800 = 198461590,8$$

$$N_{FE(\text{кол.})} = 0,341 \times 145500000 = 49615500$$

В итоге получаем:

$$Y_{N(\text{шест.})} = (4 \times 10^6 / 198461590,8)^{1/9} = 0,648$$

|              |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |                                                                                                    |  |  |  |                                                      |
|--------------|----------------|--------------------|--------------------|----------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|--|--|--|------------------------------------------------------|
| Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. № подл. | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата | <p>Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение будет:</p> $[\sigma]_H = (0.5 \times (787,5^2 + 720^2))^{1/2} = 754,505 \text{ МПа.}$ <p>Требуемое условие выполнено :</p> $[\sigma]_H = 754,505 \text{ МПа} < 1.25 \times [\sigma]_{H2} = 1.25 \times 720 = 900 \text{ МПа.}$ <p>Допустимые напряжения изгиба (стр. 15[2]) , будут:</p> $[\sigma]_F = \sigma_{F \text{ lim}} \times Y_N \times Y_R \times Y_A / S_F ,$ <p>По таблицам 2.1 и 2.2 гл. 2[2] имеем</p> $\sigma_{F \text{ lim(шестерня)}} = 500 \text{ МПа;}$ $\sigma_{F \text{ lim(колесо)}} = 500 \text{ МПа;}$ <p><math>S_F</math> - коэффициент безопасности <math>S_F = 1,7</math>; <math>Y_N</math> - коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса.</p> $Y_N = (N_{FG} / N_{FE})^{1/9} ,$ <p>где <math>N_{FG}</math> - число циклов, соответствующее перелому кривой усталости:</p> $N_{FG} = 4 \times 10^6$ $N_{FE} = \mu_F \times N_K - \text{эквивалентное число циклов.}$ $N_K = 60 \times n \times c \times t_\Sigma$ <p>Здесь :</p> <p>- <math>n</math> - частота вращения, об./мин.; <math>n_{\text{шест.}} = 969,998</math> об./мин.; <math>n_{\text{кол.}} = 242,5</math> об./мин.</p> <p>- <math>c = 1</math> - число колёс, находящихся в зацеплении;</p> <p><math>t_\Sigma = 10000</math> ч. - продолжительность работы передачи в расчётный срок службы.</p> <p><math>\mu_F</math> - дополнительный множитель для эквивалентной циклической долговечности.</p> $\mu_F = \sum [(M_i / M_{\text{max}})^9 \times (t_i / t_\Sigma) \times (n_i / n_{\text{max}})] = (1,2 / 1)^9 \times (0,002 / 1) \times (1 / 1) + (1 / 1)^9 \times (0,3 / 1) \times (1 / 1) + (0,7 / 1)^9 \times (0,7 / 1) \times (1 / 1) = 0,341$ <p>Тогда:</p> $N_{K(\text{шест.})} = 60 \times 969,998 \times 1 \times 10000 = 581998800$ $N_{K(\text{кол.})} = 60 \times 242,5 \times 1 \times 10000 = 145500000$ $N_{FE(\text{шест.})} = 0,341 \times 581998800 = 198461590,8$ $N_{FE(\text{кол.})} = 0,341 \times 145500000 = 49615500$ <p>В итоге получаем:</p> $Y_{N(\text{шест.})} = (4 \times 10^6 / 198461590,8)^{1/9} = 0,648$ |                                                                                                    |  |  |  |                                                      |
|              |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | <div> <div>Изм</div> <div>Лист</div> <div>№ докум.</div> <div>Подпись</div> <div>Дата</div> </div> |  |  |  | <div>Курсовой проект ПЛТ оо.оо</div> <div>Лист</div> |
|              |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |                                                                                                    |  |  |  |                                                      |



Так как  $Y_{N(\text{шест.})} < 1.0$ , то принимаем  $Y_{N(\text{шест.})} = 1$

$$Y_{N(\text{кол.})} = (4 \times 10^6 / 49615500)^{1/9} = 0,756$$

Так как  $Y_{N(\text{кол.})} < 1.0$ , то принимаем  $Y_{N(\text{кол.})} = 1$

$Y_R = 1$  - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости, переходной поверхности между зубьями.

$Y_A$  - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверса). При нереверсивной нагрузке для материалов шестерни и колеса  $Y_A = 1$  (стр. 16[2]).

Допустимые напряжения изгиба:

для шестерни  $[\sigma]_{F1} = 500 \times 1 \times 1 \times 1 / 1,7 = 294,118 \text{ МПа};$

для колеса  $[\sigma]_{F2} = 500 \times 1 \times 1 \times 1 / 1,7 = 294,118 \text{ МПа};$

По таблице 2.5[2] выбираем 9-ю степень точности.

Уточняем предварительно найденное значение межосевого расстояния по формуле (стр. 18[2]):

$$a_w = K_a \times (U + 1) \times (K_H \times T_{\text{кол.}} / (\psi_{ba} \times U^2 \times [\sigma]_H^2))^{1/3},$$

где  $K_a = 43$  - для косозубой передачи, для несимметрично расположенной цилиндрической передачи выбираем  $\psi_{ba} = 0,315$ ;  $K_H$  - коэффициент нагрузки в расчётах на контактную прочность:

$$K_H = K_{Hv} \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha}$$

где  $K_{Hv} = 1,021$  - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения (выбирается по табл. 2.6[2]);  $K_{H\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, обусловливаемую погрешностями изготовления (погрешностями направления зуба) и упругими деформациями валов, подшипников. Коэффициент  $K_{H\beta}$  определяют по формуле:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) \times K_{Hw}$$

Зубья зубчатых колёс могут прирабатываться: в результате повышенного местного изнашивания распределение нагрузки становится более равномерным. Для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы  $K_{H\beta}^0$  предварительно вычисляем ориентировочное значение коэффициента  $\psi_{bd}$ :

$$\begin{aligned} \psi_{bd} &= 0.5 \times \psi_{ba} \times (U + 1) = \\ &= 0.5 \times 0,315 \times (4 + 1) = 0,788 \end{aligned}$$

По таблице 2.7[2]  $K_{H\beta}^0 = 1,275$ .  $K_{Hw} = 0,552$  - коэффициент, учитывающий приработку зубьев (табл. 2.8[2]). Тогда:

$$K_{H\beta} = 1 + (1,275 - 1) \times 0,552 = 1,152$$

Коэффициент  $K_{H\alpha}$  определяют по формуле:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1) \times K_{Hw}$$

|              |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                         |  |  |  |  |
|--------------|----------------|--------------------|--------------------|----------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--|--|--|--|
| Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. № подл. | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата |                                                                                                                                                         |  |  |  |  |
|              |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                         |  |  |  |  |
|              |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                         |  |  |  |  |
|              |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                         |  |  |  |  |
|              |                |                    |                    |                | <div> <div>Изм</div> <div>Лист</div> <div>№ докум.</div> <div>Подпись</div> <div>Дата</div> </div> <div>Курсовой проект ПЛТ 00.00</div> <div>Лист</div> |  |  |  |  |

$K_{H\alpha}^0$  - коэффициент распределения нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления (погрешность шага зацепления и направления зуба) определяют в зависимости от степени точности по нормам плавности для косозубой передачи и для данного типа сталей колёс:

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0.15 \times (n_{ст} - 5) = 1 + 0.15 \times (9 - 5) = 1,6$$

Так как значение получилось большим 1.6, то принимаем  $K_{H\alpha}^0 = 1.6$

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,6 - 1) \times 0,552 = 1,331$$

В итоге:

$$K_H = 1,021 \times 1,152 \times 1,331 = 1,566$$

Тогда:

$$a_w = 43 \times (4 + 1) \times (1,566 \times 389533,257 / (0,315 \times 4^2 \times 754,505^2))^{1/3} = 128,321 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее значение  $a_w$  по стандартному ряду:  $a_w = 125 \text{ мм.}$

Предварительные основные размеры колеса:  
Делительный диаметр:

$$d_2 = 2 \times a_w \times U / (U + 1) = 2 \times 125 \times 4 / (4 + 1) = 200 \text{ мм.}$$

Ширина:

$$b_2 = \psi_{ba} \times a_w = 0,315 \times 125 = 39,375 \text{ мм.}$$

Ширину колеса после вычисления округляем в ближайшую сторону до стандартного числа (см. табл. 24.1[2]):  $b_2 = 40 \text{ мм.}$

Максимально допустимый модуль  $m_{max}$ , мм, определяют из условия неподрезания зубьев у основания:

$$m_{max} = 2 \times a_w / (17 \times (U + 1)) = 2 \times 125 / (17 \times (4 + 1)) = 2,941 \text{ мм.}$$

Минимально допустимый модуль  $m_{min}$ , мм, определяют из условия прочности:

$$m_{min} = (K_m \times K_F \times T_{шест.} \times (U + 1)) / (a_w \times b_2 \times [\sigma]_F)$$

где  $K_m = 2.8 \times 10^3$  - для косозубых передач;  $[\sigma]_F$  - наименьшее из значений  $[\sigma]_{F1}$  и  $[\sigma]_{F2}$ .  
Коэффициент нагрузки при расчёте по напряжениям изгиба:

$$K_F = K_{Fv} \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha}$$

Здесь коэффициент  $K_{Fv} = 1,021$  - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения, связанную прежде всего с ошибками шагов зацепления шестерни и колеса. Находится по табл. 2.9[2] в зависимости от степени точности по нормам плавности, окружной скорости и твёрдости рабочих поверхностей.  $K_{F\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зубьев по ширине зубчатого венца, оценивают по формуле:

|              |                |                    |                    |                |                                  |      |     |      |          |         |      |
|--------------|----------------|--------------------|--------------------|----------------|----------------------------------|------|-----|------|----------|---------|------|
| Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. № подл. | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата | <p>Курсовой проект ПЛТ 00.00</p> | Лист |     |      |          |         |      |
|              |                |                    |                    |                |                                  |      | Изм | Лист | № докум. | Подпись | Дата |
|              |                |                    |                    |                |                                  |      |     |      |          |         |      |

$$K_{F\beta} = 0.18 + 0.82 \times K_{H\beta}^0 = 0.18 + 0.82 \times 1,275 = 1,225$$

$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 1,6$  - коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями.

Тогда:

$$K_F = 1,021 \times 1,225 \times 1,6 = 2,001$$

$$m_{\min} = (2.8 \times 10^3 \times 2,001 \times 101,409 \times (4 + 1)) / (125 \times 40 \times 294,118) = 1,932 \text{ мм.}$$

Из полученного диапазона ( $m_{\min} \dots m_{\max}$ ) модулей принимаем значение  $m$ , согласуя его со стандартным:  $m = 2$ .

Для косозубой передачи предварительно принимаем угол наклона зубьев:  $\beta = 11^\circ$ .

Суммарное число зубьев:

$$Z_\Sigma = 2 \times a_w \times \cos(\beta) / m = 2 \times 125 \times \cos(11^\circ) / 2 = 122,703$$

Полученное значение  $Z_\Sigma$  округляем в меньшую сторону до целого числа  $Z_\Sigma = 122$ . После этого определяется действительное значение угла  $\beta^\circ$  наклона зубьев:

$$\beta = \arccos(Z_\Sigma \times m / (2 \times a_w)) = \arccos(122 \times 2 / (2 \times 125)) = 12,578^\circ$$

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = Z_\Sigma / (U + 1) \geq z_{1\min} = 17 \times \cos^3(\beta) = 15,805 = 16 \text{ (для косозубой и шевронной передач).}$$

$$z_1 = 122 / (4 + 1) = 24,4$$

Принимаем  $z_1 = 25$

Коэффициент смещения  $x_1 = 0$  при  $z_1 \geq 17$ .

Для колеса внешнего зацепления  $x_2 = -x_1 = 0$

Число зубьев колеса внешнего зацепления:

$$z_2 = Z_\Sigma - z_1 = 122 - 25 = 97$$

Фактическое передаточное число:

$$U_\phi = z_2 / z_1 = 97 / 25 = 3,88$$

Фактическое значение передаточного числа отличается на 3%, что не более, чем допустимые 4% для двухступенчатого редуктора.

Делительное межосевое расстояние:

$$a = 0.5 \times m \times (z_2 + z_1) = 0.5 \times 2 \times (97 + 25) = 122 \text{ мм.}$$

Коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = -(a_w - a) / m = -(125 - 122) / 2 = -1,5$$

|                                                                                                                                                                                                                                                                                          |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |      |  |  |  |                           |      |     |      |          |         |      |  |  |  |  |  |  |  |  |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------|--------------------|--------------------|----------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|--|--|--|---------------------------|------|-----|------|----------|---------|------|--|--|--|--|--|--|--|--|
| Инв. № подл.                                                                                                                                                                                                                                                                             | Подпись и дата | Взам. инв. № подл. | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата | <p>этого определяется действительное значение угла <math>\beta^\circ</math> наклона зубьев:</p> $\beta = \arccos(Z_\Sigma \times m / (2 \times a_w)) =$ $\arccos(122 \times 2 / (2 \times 125)) = 12,578^\circ$ <p>Число зубьев шестерни:</p> $z_1 = Z_\Sigma / (U + 1) \quad \geq \quad z_{1min} = 17 \times \cos^3(\beta) = 15,805 = 16 \text{ (для косозубой и шевронной передач).}$ $z_1 = 122 / (4 + 1) = 24,4$ <p>Принимаем <math>z_1 = 25</math></p> <p>Коэффициент смещения <math>x_1 = 0</math> при <math>z_1 \geq 17</math>.<br/>Для колеса внешнего зацепления <math>x_2 = -x_1 = 0</math><br/>Число зубьев колеса внешнего зацепления:</p> $z_2 = Z_\Sigma - z_1 = 122 - 25 = 97$ <p>Фактическое передаточное число:</p> $U_\phi = z_2 / z_1 = 97 / 25 = 3,88$ <p>Фактическое значение передаточного числа отличается на 3%, что не более, чем допустимые 4% для двухступенчатого редуктора.</p> <p>Делительное межосевое расстояние:</p> $a = 0.5 \times m \times (z_2 + z_1) = 0.5 \times 2 \times (97 + 25) = 122 \text{ мм.}$ <p>Коэффициент воспринимаемого смещения:</p> $y = -(a_w - a) / m = -(125 - 122) / 2 = -1,5$ |      |  |  |  |                           |      |     |      |          |         |      |  |  |  |  |  |  |  |  |
|                                                                                                                                                                                                                                                                                          |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |      |  |  |  |                           |      |     |      |          |         |      |  |  |  |  |  |  |  |  |
|                                                                                                                                                                                                                                                                                          |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |      |  |  |  |                           |      |     |      |          |         |      |  |  |  |  |  |  |  |  |
|                                                                                                                                                                                                                                                                                          |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |      |  |  |  |                           |      |     |      |          |         |      |  |  |  |  |  |  |  |  |
| <table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td rowspan="3">Курсовой проект ПЛТ оо.оо</td><td>Лист</td></tr><tr><td>Изм</td><td>Лист</td><td>№ докум.</td><td>Подпись</td><td>Дата</td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table> |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |      |  |  |  | Курсовой проект ПЛТ оо.оо | Лист | Изм | Лист | № докум. | Подпись | Дата |  |  |  |  |  |  |  |  |
|                                                                                                                                                                                                                                                                                          |                |                    |                    |                | Курсовой проект ПЛТ оо.оо                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 | Лист |  |  |  |                           |      |     |      |          |         |      |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Изм                                                                                                                                                                                                                                                                                      | Лист           | № докум.           | Подпись            | Дата           |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |      |  |  |  |                           |      |     |      |          |         |      |  |  |  |  |  |  |  |  |
|                                                                                                                                                                                                                                                                                          |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |      |  |  |  |                           |      |     |      |          |         |      |  |  |  |  |  |  |  |  |

Диаметры колёс:  
делительные диаметры:

$$d_1 = z_1 \times m / \cos(\beta) = 25 \times 2 / \cos(12,578^\circ) = 51,229 \text{ мм.}$$

$$d_2 = 2 \times a_w - d_1 = 2 \times 125 - 51,229 = 198,771 \text{ мм.}$$

диаметры  $d_a$  и  $d_f$  окружностей вершин и впадин зубьев колёс внешнего зацепления:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times (1 + x_1) \times m = 51,229 + 2 \times (1 + 0) \times 2 = 55,229 \text{ мм.}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \times (1,25 - x_1) \times m = 51,229 - 2 \times (1,25 - 0) \times 2 = 46,229 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \times (1 + x_2 - y) \times m = 198,771 + 2 \times (1 + 0 - (-1,5)) \times 2 = 201,971 \text{ мм.}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \times (1,25 - x_2) \times m = 198,771 - 2 \times (1,25 - 0) \times 2 = 193,771 \text{ мм.}$$

Расчётное значение контактного напряжения:

$$\sigma_H = Z_\sigma \times ((K_H \times T_{\text{шест.}} \times (U_\phi + 1)^3) / (b_2 \times U_\phi))^{1/2} / a_w \leq [\sigma]_H$$

где  $Z_\sigma = 8400$  - для косозубой передачи. Тогда:

$$\sigma_H = 8400 \times ((1,566 \times 101,409 \times (3,88 + 1)^3) / (40 \times 3,88))^{1/2} / 125 = 732,803 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H = 754,505 \text{ МПа.}$$

Силы в зацеплении:  
окружная:

$$F_t = 2 \times T_{\text{шест.}} / d_1 = 2 \times 101409,262 / 51,229 = 3959,057 \text{ Н;}$$

радиальная:

$$F_r = F_t \times \tan(\alpha) / \cos(\beta) = 3959,057 \times \tan(20^\circ) / \cos(12,578^\circ) = 1476,412 \text{ Н;}$$

осевая:

$$F_a = F_t \times \tan(\beta) = 3959,057 \times \tan(12,578^\circ) = 883,358 \text{ Н.}$$

Расчётное напряжение изгиба:  
в зубьях колеса:

$$\sigma_{F2} = K_F \times F_t \times Y_{FS2} \times Y_\beta \times Y_\epsilon / (b_2 \times m) \leq [\sigma]_{F2}$$

в зубьях шестерни:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \times Y_{FS1} / Y_{FS2} \leq [\sigma]_{F1}$$

Значения коэффициента  $Y_{FS}$ , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений, определяется в зависимости от приведённого числа зубьев  $z_v$  и коэффициента смещения. Приведённые числа зубьев:

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3(\beta) = 25 / \cos^3(12,578^\circ) = 26,89$$

|              |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |      |          |         |      |
|--------------|----------------|--------------------|--------------------|----------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|----------|---------|------|
| Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. № подл. | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата | <p>Диаметры колёс:<br/>делительные диаметры:</p> $d_1 = z_1 \times m / \cos(\beta) = 25 \times 2 / \cos(12,578^\circ) = 51,229 \text{ мм.}$ $d_2 = 2 \times a_w - d_1 = 2 \times 125 - 51,229 = 198,771 \text{ мм.}$ <p>диаметры <math>d_a</math> и <math>d_f</math> окружностей вершин и впадин зубьев колёс внешнего зацепления:</p> $d_{a1} = d_1 + 2 \times (1 + x_1) \times m = 51,229 + 2 \times (1 + 0) \times 2 = 55,229 \text{ мм.}$ $d_{f1} = d_1 - 2 \times (1,25 - x_1) \times m = 51,229 - 2 \times (1,25 - 0) \times 2 = 46,229 \text{ мм.}$ $d_{a2} = d_2 + 2 \times (1 + x_2 - y) \times m = 198,771 + 2 \times (1 + 0 - (-1,5)) \times 2 = 201,971 \text{ мм.}$ $d_{f2} = d_2 - 2 \times (1,25 - x_2) \times m = 198,771 - 2 \times (1,25 - 0) \times 2 = 193,771 \text{ мм.}$ <p>Расчётное значение контактного напряжения:</p> $\sigma_H = Z_\sigma \times ((K_H \times T_{\text{шест.}} \times (U_\phi + 1)^3) / (b_2 \times U_\phi))^{1/2} / a_w \leq [\sigma]_H$ <p>где <math>Z_\sigma = 8400</math> - для косозубой передачи. Тогда:</p> $\sigma_H = 8400 \times ((1,566 \times 101,409 \times (3,88 + 1)^3) / (40 \times 3,88))^{1/2} / 125 = 732,803 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H = 754,505 \text{ МПа.}$ <p>Силы в зацеплении:<br/>окружная:</p> $F_t = 2 \times T_{\text{шест.}} / d_1 = 2 \times 101409,262 / 51,229 = 3959,057 \text{ Н;}$ <p>радиальная:</p> $F_r = F_t \times \tan(\alpha) / \cos(\beta) = 3959,057 \times \tan(20^\circ) / \cos(12,578^\circ) = 1476,412 \text{ Н;}$ <p>осевая:</p> $F_a = F_t \times \tan(\beta) = 3959,057 \times \tan(12,578^\circ) = 883,358 \text{ Н.}$ <p>Расчётное напряжение изгиба:<br/>в зубьях колеса:</p> $\sigma_{F2} = K_F \times F_t \times Y_{FS2} \times Y_\beta \times Y_\epsilon / (b_2 \times m) \leq [\sigma]_{F2}$ <p>в зубьях шестерни:</p> $\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \times Y_{FS1} / Y_{FS2} \leq [\sigma]_{F1}$ <p>Значения коэффициента <math>Y_{FS}</math>, учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений, определяется в зависимости от приведённого числа зубьев <math>z_v</math> и коэффициента смещения. Приведённые числа зубьев:</p> $z_{v1} = z_1 / \cos^3(\beta) = 25 / \cos^3(12,578^\circ) = 26,89$ |      |          |         |      |
|              |                |                    |                    |                | <p>Курсовой проект ПЛТ оо.оо</p>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              |      |          |         |      |
|              |                |                    |                    |                | Изм                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           | Лист | № докум. | Подпись | Дата |
|              |                |                    |                    |                |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |      |          |         |      |

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3(\beta) = 97 / \cos^3(12,578^\circ) = 104,333$$

По табл. 2.10[2]:

$$Y_{FS1} = 3,868$$

$$Y_{FS2} = 3,59$$

Значение коэффициента  $Y_\beta$ , учитывающего угол наклона зуба, вычисляют по формуле:

$$Y_\beta = 1 - \beta / 100 = 1 - 12,578 / 100 = 0,874$$

Для косозубой передачи значение коэффициента, учитывающего перекрытие зубьев  $Y_e = 0,65$ .

Тогда:

$$\sigma_{F2} = 2,001 \times 3959,057 \times 3,59 \times 0,874 \times 0,65 / (40 \times 2) = 201,961 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F2} = 294,118 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F1} = 201,961 \times 3,868 / 3,59 = 217,6 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F1} = 294,118 \text{ МПа.}$$

|                           |                    |          |         |      |
|---------------------------|--------------------|----------|---------|------|
| Инв. № подл.              | Подпись и дата     |          |         |      |
|                           | Взам. инв. № дубл. |          |         |      |
|                           | Взам. инв. № подл. |          |         |      |
| Инв. № подл.              | Подпись и дата     |          |         |      |
|                           | Взам. инв. № дубл. |          |         |      |
|                           | Взам. инв. № подл. |          |         |      |
| Изм                       | Лист               | № докум. | Подпись | Дата |
| Курсовой проект ПЛТ оо.оо |                    |          |         |      |
| Лист                      |                    |          |         |      |

## РАСЧЁТ 2-Й ЗУБЧАТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Выбираем материалы со следующими механическими характеристиками (см. табл. 2.1-2.3[2]):

- для шестерни : сталь : 40X  
                   термическая обработка : азотирование  
                   твердость : HRC 63
- для колеса : сталь : 40XH  
                   термическая обработка : закалка  
                   твердость : HRC 45

Допустимые контактные напряжения (стр. 13[2]) , будут:

$$[\sigma]_H = \sigma_{H \text{ lim}} \times Z_N \times Z_R \times Z_V / S_H ,$$

По таблицам 2.1 и 2.2 гл. 2[2] имеем:

для стали шестерни с твердостью поверхностей зубьев более HB 350 и термической обработкой - азотирование

$$\sigma_{H \text{ lim(шест.)}} = 1050 \text{ МПа};$$

для стали колеса с твердостью поверхностей зубьев более HB 350 и термической обработкой - закалка

$$\begin{aligned} \sigma_{H \text{ lim(кол.)}} &= 18 \times \text{HRC}_2 + 150 \\ &= 18 \times 45 + 150 = 960 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

$S_H$  - коэффициент безопасности  $S_H = 1,2$ ;  $Z_N$  - коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса.

$$Z_N = (N_{HG} / N_{HE})^{1/6} ,$$

где  $N_{HG}$  - число циклов, соответствующее перелому кривой усталости, определяется по средней твёрдости поверхности зубьев:

$$\begin{aligned} N_{HG} &= 30 \times \text{HB}_{\text{ср}}^{2.4} \leq 12 \times 10^7 \\ N_{HG(\text{шест.})} &= 30 \times 656,667^{2.4} = 173280298,007 \\ \text{Принимаем } N_{NH(\text{шест.})} &= 120000000 \\ N_{HG(\text{кол.})} &= 30 \times 427^{2.4} = 61680538,234 \end{aligned}$$

$N_{HE} = \mu_H \times N_k$  - эквивалентное число циклов.

$$N_k = 60 \times n \times c \times t_{\Sigma}$$

Здесь :

- $n$  - частота вращения, об./мин.;  $n_{\text{шест.}} = 242,495$  об./мин.;  $n_{\text{кол.}} = 86,605$  об./мин.
- $c = 1$  - число колёс, находящихся в зацеплении;

$t_{\Sigma} = 10000$  ч. - продолжительность работы передачи в расчётный срок службы.

|                    |  |  |  |  |  |
|--------------------|--|--|--|--|--|
| Инв. № подл.       |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
| Подпись и дата     |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
| Взам. инв. № подл. |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
| Взам. инв. № дубл. |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
| Подпись и дата     |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |

|     |      |          |         |      |                           |      |
|-----|------|----------|---------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |         |      | Курсовой проект ПЛТ оо.оо | Лист |
| Изм | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                           |      |
|     |      |          |         |      |                           |      |







$$Y_{N(кол.)} = (4 \times 10^6 / 17719383)^{1/9} = 0,848$$

Так как  $Y_{N(кол.)} < 1.0$ , то принимаем  $Y_{N(кол.)} = 1$

$Y_R = 1$  - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости, переходной поверхности между зубьями.

$Y_A$  - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверса). При нереверсивной нагрузке для материалов шестерни и колеса  $Y_A = 1$  (стр. 16[2]).

Допустимые напряжения изгиба:

для шестерни  $[\sigma]_{F1} = 1056 \times 1 \times 1 \times 1 / 1,7 = 621,176 \text{ МПа};$

для колеса  $[\sigma]_{F2} = 500 \times 1 \times 1 \times 1 / 1,7 = 294,118 \text{ МПа};$

По таблице 2.5[2] выбираем 9-ю степень точности.

Уточняем предварительно найденное значение межосевого расстояния по формуле (стр. 18[2]):

$$a_w = K_a \times (U + 1) \times (K_H \times T_{кол.} / (\psi_{ba} \times U^2 \times [\sigma]_H^2))^{1/3},$$

где  $K_a = 43$  - для шевронной передачи, для несимметрично расположенной цилиндрической передачи выбираем  $\psi_{ba} = 0,315$ ;  $K_H$  - коэффициент нагрузки в расчётах на контактную прочность:

$$K_H = K_{Hv} \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha}$$

где  $K_{Hv} = 1,01$  - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения (выбирается по табл. 2.6[2]);  $K_{H\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, обусловливаемую погрешностями изготовления (погрешностями направления зуба) и упругими деформациями валов, подшипников. Коэффициент  $K_{H\beta}$  определяют по формуле:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) \times K_{Hw}$$

Зубья зубчатых колёс могут прирабатываться: в результате повышенного местного изнашивания распределение нагрузки становится более равномерным. Для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы  $K_{H\beta}^0$  предварительно вычисляем ориентировочное значение коэффициента  $\psi_{bd}$ :

$$\begin{aligned} \psi_{bd} &= 0.5 \times \psi_{ba} \times (U + 1) = \\ &= 0.5 \times 0,315 \times (2,8 + 1) = 0,598 \end{aligned}$$

По таблице 2.7[2]  $K_{H\beta}^0 = 1,199$ .  $K_{Hw} = 0,488$  - коэффициент, учитывающий приработку зубьев (табл. 2.8[2]). Тогда:

$$K_{H\beta} = 1 + (1,199 - 1) \times 0,488 = 1,097$$

Коэффициент  $K_{H\alpha}$  определяют по формуле:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1) \times K_{Hw}$$

$K_{H\alpha}^0$  - коэффициент распределения нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления (погрешность шага зацепления и направления зуба) определяют в зависимости от степени точности по нормам плавности для косозубой передачи и для данного типа сталей колёс:

|              |                |                    |                    |                |                                                                                            |     |      |          |         |      |
|--------------|----------------|--------------------|--------------------|----------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|-----|------|----------|---------|------|
| Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. № подл. | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата | <div> <div>Курсовой проект ПЛТ 00.00</div> <div> <div>Лист</div> <div></div> </div> </div> |     |      |          |         |      |
|              |                |                    |                    |                |                                                                                            | Изм | Лист | № докум. | Подпись | Дата |
|              |                |                    |                    |                |                                                                                            |     |      |          |         |      |
|              |                |                    |                    |                |                                                                                            |     |      |          |         |      |

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0.15 \times (n_{ст} - 5) =$$

$$1 + 0.15 \times (9 - 5) = 1,6$$

Так как значение получилось большим 1.6, то принимаем  $K_{H\alpha}^0 = 1.6$

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,6 - 1) \times 0,488 = 1,293$$

В итоге:

$$K_H = 1,01 \times 1,097 \times 1,293 = 1,433$$

Тогда:

$$a_w = 43 \times (2,8 + 1) \times (1,433 \times 1047392,604 / (0,315 \times 2,8^2 \times 859,687^2))^{1/3} = 153,086 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее значение  $a_w$  по стандартному ряду:  $a_w = 160 \text{ мм.}$

Предварительные основные размеры колеса:

Делительный диаметр:

$$d_2 = 2 \times a_w \times U / (U + 1) =$$

$$2 \times 160 \times 2,8 / (2,8 + 1) = 235,789 \text{ мм.}$$

Ширина:

$$b_2 = \psi_{ba} \times a_w =$$

$$0,315 \times 160 = 50,4 \text{ мм.}$$

Ширину колеса после вычисления округляем в ближайшую сторону до стандартного числа (см. табл. 24.1[2]):  $b_2 = 50 \text{ мм.}$

Для шевронных передач следует увеличить ширину венца на ширину канавки  $a = 32 \text{ мм.}$

Максимально допустимый модуль  $m_{max}$ , мм, определяют из условия неподрезания зубьев у основания:

$$m_{max} = 2 \times a_w / (17 \times (U + 1)) =$$

$$2 \times 160 / (17 \times (2,8 + 1)) = 4,954 \text{ мм.}$$

Минимально допустимый модуль  $m_{min}$ , мм, определяют из условия прочности:

$$m_{min} = (K_m \times K_F \times T_{шест.} \times (U + 1)) / (a_w \times b_2 \times [\sigma]_F)$$

где  $K_m = 2.8 \times 10^3$  - для косозубых передач;  $[\sigma]_F$  - наименьшее из значений  $[\sigma]_{F1}$  и  $[\sigma]_{F2}$ . Коэффициент нагрузки при расчёте по напряжениям изгиба:

$$K_F = K_{Fv} \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha}$$

Здесь коэффициент  $K_{Fv} = 0,93$  - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения, связанную прежде всего с ошибками шагов зацепления шестерни и колеса. Находится по табл. 2.9[2] в зависимости от степени точности по нормам плавности, окружной скорости и твёрдости рабочих поверхностей.  $K_{F\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зубьев по ширине зубчатого венца, оценивают по формуле:

$$K_{F\beta} = 0.18 + 0.82 \times K_{H\beta}^0 = 0.18 + 0.82 \times 1,199 = 1,163$$

|              |                |                    |                    |                |                                                                                                    |                                                                   |
|--------------|----------------|--------------------|--------------------|----------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|
| Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. № подл. | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата | <div> <div>Изм</div> <div>Лист</div> <div>№ докум.</div> <div>Подпись</div> <div>Дата</div> </div> | <div> <div>Курсовой проект ПЛТ 00.00</div> <div>Лист</div> </div> |
|              |                |                    |                    |                |                                                                                                    |                                                                   |
|              |                |                    |                    |                |                                                                                                    |                                                                   |
|              |                |                    |                    |                |                                                                                                    |                                                                   |

$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^{\circ} = 1,6$  - коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями.

Тогда:

$$K_F = 0,93 \times 1,163 \times 1,6 = 1,731$$

$$m_{\min} = (2,8 \times 10^3 \times 1,731 \times 389,533 \times (2,8 + 1)) / (160 \times 50 \times 294,118) = 3,049 \text{ мм.}$$

Из полученного диапазона ( $m_{\min} \dots m_{\max}$ ) модулей принимаем значение  $m$ , согласуя его со стандартным:  $m = 2$ .

Для шевронной передачи предварительно принимаем угол наклона зубьев:  $\beta = 25^{\circ}$ .

Суммарное число зубьев:

$$Z_{\Sigma} = 2 \times a_o \times \cos(\beta) / m = \\ 2 \times 160 \times \cos(25^{\circ}) / 2 = 145,009$$

Полученное значение  $Z_{\Sigma}$  округляем в меньшую сторону до целого числа  $Z_{\Sigma} = 145$ . После этого определяется действительное значение угла  $\beta^{\circ}$  наклона зубьев:

$$\beta = \arccos(Z_{\Sigma} \times m / (2 \times a_o)) = \\ \arccos(145 \times 2 / (2 \times 160)) = 25,008^{\circ}$$

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = Z_{\Sigma} / (U + 1) \quad \geq \quad z_{1\min} = 17 \times \cos^3(\beta) = 12,653 = 13 \text{ (для косозубой и шевронной передач).}$$

$$z_1 = 145 / (2,8 + 1) = 38,158$$

Принимаем  $z_1 = 39$

Коэффициент смещения  $x_1 = 0$  при  $z_1 \geq 17$ .  
Для колеса внешнего зацепления  $x_2 = -x_1 = 0$   
Число зубьев колеса внешнего зацепления:

$$z_2 = Z_{\Sigma} - z_1 = 145 - 39 = 106$$

Фактическое передаточное число:

$$U_{\phi} = z_2 / z_1 = 106 / 39 = 2,718$$

Фактическое значение передаточного числа отличается на 2,9%, что не более, чем допустимые 4% для двухступенчатого редуктора.

Делительное межосевое расстояние:

$$a = 0,5 \times m \times (z_2 + z_1) = 0,5 \times 2 \times (106 + 39) = 145 \text{ мм.}$$

Коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = -(a_w - a) / m = -(160 - 145) / 2 = -7,5$$

Диаметры колёс:  
делительные диаметры:

|              |                |  |  |  |  |                    |                |  |  |  |  |                    |                |  |  |  |  |     |      |          |         |      |                           |      |
|--------------|----------------|--|--|--|--|--------------------|----------------|--|--|--|--|--------------------|----------------|--|--|--|--|-----|------|----------|---------|------|---------------------------|------|
| Инв. № подл. | Подпись и дата |  |  |  |  | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата |  |  |  |  | Взам. инв. № подл. | Подпись и дата |  |  |  |  | Изм | Лист | № докум. | Подпись | Дата | Курсовой проект ПЛТ 00.00 | Лист |
|              |                |  |  |  |  |                    |                |  |  |  |  |                    |                |  |  |  |  |     |      |          |         |      |                           |      |
|              |                |  |  |  |  |                    |                |  |  |  |  |                    |                |  |  |  |  |     |      |          |         |      |                           |      |

|                                                                                                                                                   |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\beta = \arccos(Z_{\Sigma} \times m / (2 \times a_w)) =$ $\arccos(145 \times 2 / (2 \times 160)) = 25,008^{\circ}$                               |
| Число зубьев шестерни:                                                                                                                            |
| $z_1 = Z_{\Sigma} / (U + 1) \quad \geq \quad z_{1min} = 17 \times \cos^3(\beta) = 12,653 = 13 \text{ (для косозубой и шевронной передач).}$       |
| $z_1 = 145 / (2,8 + 1) = 38,158$                                                                                                                  |
| Принимаем $z_1 = 39$                                                                                                                              |
| Коэффициент смещения $x_1 = 0$ при $z_1 \geq 17$ .<br>Для колеса внешнего зацепления $x_2 = -x_1 = 0$<br>Число зубьев колеса внешнего зацепления: |
| $z_2 = Z_{\Sigma} - z_1 = 145 - 39 = 106$                                                                                                         |
| Фактическое передаточное число:                                                                                                                   |
| $U_{\phi} = z_2 / z_1 = 106 / 39 = 2,718$                                                                                                         |
| Фактическое значение передаточного числа отличается на 2,9%, что не более, чем допустимые 4% для двухступенчатого редуктора.                      |
| Делительное межосевое расстояние:                                                                                                                 |
| $a = 0.5 \times m \times (z_2 + z_1) = 0.5 \times 2 \times (106 + 39) = 145 \text{ мм.}$                                                          |
| Коэффициент воспринимаемого смещения:                                                                                                             |
| $y = -(a_w - a) / m = -(160 - 145) / 2 = -7,5$                                                                                                    |
| Диаметры колёс:<br>делительные диаметры:                                                                                                          |

$$d_1 = z_1 \times m / \cos(\beta) = 39 \times 2 / \cos(25,008^\circ) = 86,069 \text{ мм.}$$

$$d_2 = 2 \times a_w - d_1 = 2 \times 160 - 86,069 = 233,931 \text{ мм.}$$

диаметры  $d_a$  и  $d_f$  окружностей вершин и впадин зубьев колёс внешнего зацепления:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times (1 + x_1) \times m = 86,069 + 2 \times (1 + 0) \times 2 = 90,069 \text{ мм.}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \times (1.25 - x_1) \times m = 86,069 - 2 \times (1.25 - 0) \times 2 = 81,069 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \times (1 + x_2 - y) \times m = 233,931 + 2 \times (1 + 0 - (-7,5)) \times 2 = 237,131 \text{ мм.}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \times (1.25 - x_2) \times m = 233,931 - 2 \times (1.25 - 0) \times 2 = 228,931 \text{ мм.}$$

Расчётное значение контактного напряжения:

$$\sigma_H = Z_\sigma \times ((K_H \times T_{\text{шест.}} \times (U_\phi + 1)^3) / (b_2 \times U_\phi))^{1/2} / a_w \leq [\sigma]_H$$

где  $Z_\sigma = 8400$  - для косозубой передачи. Тогда:

$$\sigma_H = 8400 \times ((1,433 \times 389,533 \times (2,718 + 1)^3) / (50 \times 2,718))^{1/2} / 160 = 762,797 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H = 859,687 \text{ МПа.}$$

Силы в зацеплении:

окружная:

$$F_t = 2 \times T_{\text{шест.}} / d_1 = 2 \times 389533,257 / 86,069 = 9051,651 \text{ Н;}$$

радиальная:

$$F_r = F_t \times \tan(\alpha) / \cos(\beta) = 9051,651 \times \tan(20^\circ) / \cos(25,008^\circ) = 3635,35 \text{ Н;}$$

осевая:

$$F_a = F_t \times \tan(\beta) = 9051,651 \times \tan(25,008^\circ) = 4222,393 \text{ Н.}$$

Расчётное напряжение изгиба:

в зубьях колеса:

$$\sigma_{F2} = K_F \times F_t \times Y_{FS2} \times Y_\beta \times Y_\epsilon / (b_2 \times m) \leq [\sigma]_{F2}$$

в зубьях шестерни:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \times Y_{FS1} / Y_{FS2} \leq [\sigma]_{F1}$$

Значения коэффициента  $Y_{FS}$ , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений, определяется в зависимости от приведённого числа зубьев  $z_v$  и коэффициента смещения. Приведённые числа зубьев:

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3(\beta) = 39 / \cos^3(25,008^\circ) = 52,399$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3(\beta) = 106 / \cos^3(25,008^\circ) = 142,418$$

|                                                                                       |                        |                           |                               |                               |                           |                                      |                 |
|---------------------------------------------------------------------------------------|------------------------|---------------------------|-------------------------------|-------------------------------|---------------------------|--------------------------------------|-----------------|
| <div>Изм</div> <div>Лист</div> <div>№ докум.</div> <div>Подпись</div> <div>Дата</div> | <div>Ив. № подл.</div> | <div>Подпись и дата</div> | <div>Взам. инв. № подл.</div> | <div>Взам. инв. № дубл.</div> | <div>Подпись и дата</div> | <div>Курсовой проект ПЛТ оо.оо</div> | <div>Лист</div> |
|                                                                                       |                        |                           |                               |                               |                           |                                      |                 |
|                                                                                       |                        |                           |                               |                               |                           |                                      |                 |
|                                                                                       |                        |                           |                               |                               |                           |                                      |                 |

По табл. 2.10[2]:

$$Y_{FS1} = 3,65$$

$$Y_{FS2} = 3,59$$

Значение коэффициента  $Y_\beta$ , учитывающего угол наклона зуба, вычисляют по формуле:

$$Y_\beta = 1 - \beta / 100 = 1 - 25,008 / 100 = 0,75$$

Для косозубой передачи значение коэффициента, учитывающего перекрытие зубьев  $Y_e = 0,65$ .

Тогда:

$$\sigma_{F2} = 1,731 \times 9051,651 \times 3,59 \times 0,75 \times 0,65 / (50 \times 2) = 274,217 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F2} = 294,118 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F1} = 274,217 \times 3,65 / 3,59 = 278,8 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F1} = 621,176 \text{ МПа.}$$

|              |                |          |         |      |                           |                    |                |              |
|--------------|----------------|----------|---------|------|---------------------------|--------------------|----------------|--------------|
| Инв. № подл. | Подпись и дата |          |         |      | Взам. инв. № дубл.        | Взам. инв. № подл. | Подпись и дата | Инв. № подл. |
|              |                |          |         |      |                           |                    |                |              |
|              |                |          |         |      |                           |                    |                |              |
| Изм          | Лист           | № докум. | Подпись | Дата | Курсовой проект ПЛТ оо.оо |                    |                | Лист         |

## ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ

Предварительный расчёт валов проведём на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр вала при допускаемом напряжении  $[\tau_k] = 16$  МПа вычисляем по формуле 8.16[1]:

$$d_v \geq (16 \times T_k / (\pi \times [\tau_k]))^{1/3}$$

В е д у щ и й    в а л.

$$d_v = (16 \times 101409,262 / (3,142 \times 16))^{1/3} = 31,84 \text{ мм.}$$

Под свободный (присоединительный) конец вала выбираем диаметр вала: 32 мм.

Под 2-й элемент (подшипник) выбираем диаметр вала: 35 мм.

Под 3-й элемент (ведущий) выбираем диаметр вала: 38 мм.

Под 4-й элемент (подшипник) выбираем диаметр вала: 35 мм.

2 - й    в а л.

$$d_v = (16 \times 389533,257 / (3,142 \times 16))^{1/3} = 49,865 \text{ мм.}$$

Под 1-й элемент (подшипник) выбираем диаметр вала: 50 мм.

Под 2-й элемент (ведомый) выбираем диаметр вала: 52 мм.

Под 3-й элемент (ведущий) выбираем диаметр вала: 52 мм.

Под 4-й элемент (подшипник) выбираем диаметр вала: 50 мм.

В ы х о д н о й    в а л.

$$d_v = (16 \times 1047392,604 / (3,142 \times 16))^{1/3} = 69,34 \text{ мм.}$$

Под 1-й элемент (подшипник) выбираем диаметр вала: 70 мм.

Под 2-й элемент (ведомый) выбираем диаметр вала: 75 мм.

Под 3-й элемент (подшипник) выбираем диаметр вала: 70 мм.

Под свободный (присоединительный) конец вала выбираем диаметр вала: 70 мм.

Диаметры участков валов назначаем исходя из конструктивных соображений.

|              |      |          |         |      |                                                                                                                                                                                                                               |                    |
|--------------|------|----------|---------|------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|
| Инв. № подл. |      |          |         |      |                                                                                                                                                                                                                               | Подпись и дата     |
|              |      |          |         |      |                                                                                                                                                                                                                               | Взам. инв. № дубл. |
|              |      |          |         |      |                                                                                                                                                                                                                               | Взам. инв. № подл. |
|              |      |          |         |      |                                                                                                                                                                                                                               | Подпись и дата     |
| Изм          | Лист | № докум. | Подпись | Дата | <div style="font-size: 24px; font-weight: bold; margin-bottom: 5px;">Курсовой проект ПЛТ оо.оо</div> <div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;"> <span>Лист</span> <span></span> </div> |                    |

## КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ШЕСТЕРЕН И КОЛЁС

### Цилиндрическая шестерня 1-й передачи.

Цилиндрическая шестерня 1-й передачи выполнена заодно с валом.

Фаска:  $n = 0,5 \times m_n = 0,5 \times 2 = 1 \text{ мм}$

### Цилиндрическое колесо 1-й передачи.

Диаметр ступицы:  $d_{\text{ступ}} = (1,5 \dots 1,8) \times d_{\text{вала}} = 1,5 \times 52 = 78 \text{ мм}$ .

Длина ступицы:  $L_{\text{ступ}} = (0,8 \dots 1,5) \times d_{\text{вала}} = 0,8 \times 52 = 41,6 \text{ мм} = 42 \text{ мм}$ .

Толщина обода:  $\delta_o = 2,2 \times m_n + 0,05 \times b_2 = 2,2 \times 2 + 0,05 \times 2 = 6,4 \text{ мм} = 6 \text{ мм}$ .

где  $b_2 = 40 \text{ мм}$  - ширина зубчатого венца.

Толщина диска:  $C = 0,5 \times (\delta_o + 0,5 \times (D_{\text{ступ.}} - D_{\text{вала}})) = 0,5 \times (6 + 0,5 \times (78 - 52)) = 9,5 \text{ мм} = 10 \text{ мм}$ .

Внутренний диаметр обода:

$D_{\text{обода}} = D_{f2} - 2 \times \delta_o = 193,771 - 2 \times 6 = 181,771 \text{ мм} = 182 \text{ мм}$ .

Диаметр центральной окружности:

$D_{\text{С.отв.}} = 0,5 \times (D_{\text{обода}} + d_{\text{ступ.}}) = 0,5 \times (182 + 78) = 130 \text{ мм} = 131 \text{ мм}$

где  $D_{\text{обода}} = 182 \text{ мм}$  - внутренний диаметр обода.

Диаметр отверстий:  $D_{\text{отв.}} = (D_{\text{обода}} + d_{\text{ступ.}}) / 4 = (182 + 78) / 4 = 26 \text{ мм}$

Фаска:  $n = 0,5 \times m_n = 0,5 \times 2 = 1 \text{ мм}$

### Цилиндрическая шестерня 2-й передачи.

Диаметр ступицы:  $d_{\text{ступ}} = (1,5 \dots 1,8) \times d_{\text{вала}} = 1,5 \times 52 = 78 \text{ мм}$ .

Длина ступицы:  $L_{\text{ступ}} = (0,8 \dots 1,5) \times d_{\text{вала}} = 0,8 \times 52 = 41,6 \text{ мм} = 87 \text{ мм}$ .

Фаска:  $n = 0,5 \times m_n = 0,5 \times 2 = 1 \text{ мм}$

### Цилиндрическое колесо 2-й передачи.

Диаметр ступицы:  $d_{\text{ступ}} = (1,5 \dots 1,8) \times d_{\text{вала}} = 1,5 \times 75 = 112,5 \text{ мм} = 112 \text{ мм}$ .

Длина ступицы:  $L_{\text{ступ}} = (0,8 \dots 1,5) \times d_{\text{вала}} = 0,8 \times 75 = 60 \text{ мм}$

Толщина обода:  $\delta_o = 2,2 \times m_n + 0,05 \times b_2 = 2,2 \times 2 + 0,05 \times 2 = 6,9 \text{ мм} = 8 \text{ мм}$ .

где  $b_2 = 50 \text{ мм}$  - ширина зубчатого венца.

Толщина диска:  $C = 0,5 \times (\delta_o + 0,5 \times (D_{\text{ступ.}} - D_{\text{вала}})) = 0,5 \times (8 + 0,5 \times (112 - 75)) = 13,25 \text{ мм} = 20 \text{ мм}$ .

Внутренний диаметр обода:

$D_{\text{обода}} = D_{f2} - 2 \times \delta_o = 228,931 - 2 \times 8 = 212,931 \text{ мм} = 213 \text{ мм}$ .

Диаметр центральной окружности:

$D_{\text{С.отв.}} = 0,5 \times (D_{\text{обода}} + d_{\text{ступ.}}) = 0,5 \times (213 + 112) = 162,5 \text{ мм} = 163 \text{ мм}$

где  $D_{\text{обода}} = 213 \text{ мм}$  - внутренний диаметр обода.

Диаметр отверстий:  $D_{\text{отв.}} = (D_{\text{обода}} + d_{\text{ступ.}}) / 4 = (213 + 112) / 4 = 25,25 \text{ мм} = 25 \text{ мм}$ .

Фаска:  $n = 0,5 \times m_n = 0,5 \times 2 = 1 \text{ мм}$

|              |                |                    |                    |                |                           |  |  |  |  |
|--------------|----------------|--------------------|--------------------|----------------|---------------------------|--|--|--|--|
| Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. № подл. | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата |                           |  |  |  |  |
|              |                |                    |                    |                |                           |  |  |  |  |
|              |                |                    |                    |                |                           |  |  |  |  |
| Изм          | Лист           | № докум.           | Подпись            | Дата           | Курсовой проект ПЛТ оо.оо |  |  |  |  |
|              |                |                    |                    |                | Лист                      |  |  |  |  |

## ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ (ШЛИЦЕВЫХ) СОЕДИНЕНИЙ

### Колесо 1-й зубчатой цилиндрической передачи.

Для данного элемента подбираем шлицевое прямобоочное соединение тяжелая серия по ГОСТ 1139-80 (табл. 8.11[1]). Для него: число зубьев  $z = 0$ ; диаметр вершин шлицов  $D = 0$  мм; диаметр окружности впадин шлицов  $d = 42$  мм.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле 8.25[1].

$$\sigma_{\text{см}} = T / (0,75 \times z \times A_{\text{см}} \times R_{\text{ср}})$$

где:  $T = 389533,257$  Н·мм - момент на валу;  $z = 0$  - число шлицов;

$R_{\text{ср}} = 0,25 \times (D + d) = 0,25 \times (0 + 42) = 0$  мм;

$A_{\text{см}}$  - расчётная поверхность смятия;

$A_{\text{см}} = ((D - d) / 2 - 2 \times f) \times l = ((0 - 42) / 2 - 2 \times 0) \times 42 = 0$  мм<sup>2</sup>,

$f = 0$  мм - фаска на шлице;  $l = 42$  мм - длина шлицевого соединения. Тогда:

$$\sigma_{\text{см}} = 389533,257 / (0,75 \times 0 \times 0 \times 0) = 12,529 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

Допускаемые напряжения смятия при спокойной нагрузке и неподвижном соединении при стальной ступице  $[\sigma_{\text{см}}] = 100$  МПа.

Условие прочности выполнено.

### Шестерня 2-й зубчатой цилиндрической передачи.

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую со скруглёнными торцами 16х10. Размеры сечений шпонки и пазов и длины шпонок по ГОСТ 23360-78 (см. табл. 8,9[1]).

Материал шпоноки - сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле 8.22[1].

$$\sigma_{\text{см}} = 2 \times T / (d_{\text{вала}} \times (l - b) \times (h - t_1)) =$$

$$2 \times 389533,257 / (52 \times (80 - 16) \times (10 - 6)) = 58,524 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

где  $T = 389533,257$  Н·мм - момент на валу;  $d_{\text{вала}} = 52$  мм - диаметр вала;  $h = 10$  мм - высота шпонки;  $b = 16$  мм - ширина шпонки;  $l = 80$  мм - длина шпонки;  $t_1 = 6$  мм - глубина паза вала.

Допускаемые напряжения смятия при переменной нагрузке и при стальной ступице  $[\sigma_{\text{см}}] = 75$  МПа.

Проверим шпонку на срез по формуле 8.24[1].

$$\tau_{\text{ср}} = 2 \times T / (d_{\text{вала}} \times (l - b) \times b) =$$

$$2 \times 389533,257 / (52 \times (80 - 16) \times 16) = 14,631 \text{ МПа} \leq [\tau_{\text{ср}}]$$

Допускаемые напряжения среза при стальной ступице  $[\tau_{\text{ср}}] = 0,6 \times [\sigma_{\text{см}}] = 0,6 \times 75 = 45$  МПа.

Все условия прочности выполнены.

### Колесо 2-й зубчатой цилиндрической передачи.

Для данного элемента подбираем шлицевое эвольвентное соединение по ГОСТ 6033-80 (табл. 8.12[1]). Для него: число зубьев  $z = 0$ ; диаметр вершин шлицов  $D = 74,6$  мм; модуль зубьев  $m = 0$  мм. Данное шлицевое соединение будем центровать по боковым поверхностям зубьев.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле 8.25[1].

$$\sigma_{\text{см}} = T / (0,75 \times z \times A_{\text{см}} \times R_{\text{ср}})$$

|                    |  |  |  |  |  |
|--------------------|--|--|--|--|--|
| Подпись и дата     |  |  |  |  |  |
| Взам. инв. № дубл. |  |  |  |  |  |
| Взам. инв. № подл. |  |  |  |  |  |
| Подпись и дата     |  |  |  |  |  |
| Инв. № подл.       |  |  |  |  |  |

|     |      |          |         |      |                                                       |      |
|-----|------|----------|---------|------|-------------------------------------------------------|------|
| Изм | Лист | № докум. | Подпись | Дата | <h1 style="margin: 0;">Курсовой проект ПЛТ оо.оо</h1> | Лист |
|     |      |          |         |      |                                                       |      |



где:  $T = 1047392,604 \text{ Н}\cdot\text{мм}$  - момент на валу;  $z = 0$  - число шлицов;  
 $R_{cp} = 0,25 \times (D + d_a)$   
 При центровке по боковым поверхностям зубьев диаметр окружности вершин зубьев вала:  $d_a = D - 0,2 \times m = 74,6 - 0,2 \times 0 = 0 \text{ мм}$ ;  
 $R_{cp} = 0,25 \times (74,6 + 0) = 0 \text{ мм}$ ;  
 Расчётная поверхность смятия  $A_{cm} = 0,8 \times m \times l = 0,8 \times 0 \times 60 = 0 \text{ мм}^2$ ,  
 $l = 60 \text{ мм}$  - длина шлицевого соединения. Тогда:

$$\sigma_{cm} = 1047392,604 / (0,75 \times 0 \times 0 \times 0) = 10,804 \text{ МПа} \leq [\sigma_{cm}]$$

Допускаемые напряжения смятия при спокойной нагрузке и неподвижном соединении при стальной ступице  $[\sigma_{cm}] = 100 \text{ МПа}$ .  
 Условие прочности выполнено.

|              |                    |          |         |      |                                      |      |
|--------------|--------------------|----------|---------|------|--------------------------------------|------|
| Инв. № подл. | Подпись и дата     |          |         |      |                                      |      |
|              | Взам. инв. № дубл. |          |         |      |                                      |      |
|              | Взам. инв. № подл. |          |         |      |                                      |      |
| Инв. № подл. | Подпись и дата     |          |         |      |                                      |      |
|              | Взам. инв. № дубл. |          |         |      |                                      |      |
|              | Взам. инв. № подл. |          |         |      |                                      |      |
| Изм          | Лист               | № докум. | Подпись | Дата | <div>Курсовой проект ПЛТ оо.оо</div> | Лист |
|              |                    |          |         |      |                                      |      |

## КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА РЕДУКТОРА

Для редукторов толщину стенки корпуса, отвечающую требованиям технологии литья, необходимой прочности и жёсткости корпуса, вычисляют по формуле:

$$\delta = 1.3 \times (T_{\text{(тихоходная ступень)}})^{1/4} = 1.3 \times 1047,393^{1/4} = 7,396 \text{ мм}$$

Так как должно быть  $\delta \geq 8.0 \text{ мм}$ , принимаем  $\delta = 8.0 \text{ мм}$ .

В местах расположения обработанных платиков, приливов, бобышек, во фланцах толщину стенки необходимо увеличить примерно в полтора раза:

$$\delta_1 = 1.5 \times \delta = 1.5 \times 8 = 12 \text{ мм}$$

Плоскости стенок, встречающиеся под прямым углом, сопрягают радиусом  $r = 0.5 \times \delta = 0.5 \times 8 = 4 \text{ мм}$ . Плоскости стенок, встречающиеся под тупым углом, сопрягают радиусом  $R = 1.5 \times \delta = 1.5 \times 8 = 12 \text{ мм}$ .

Толщина внутренних ребер из-за более медленного охлаждения металла должна быть равна  $0,8 \times \delta = 0,8 \times 8 = 6,4 \text{ мм}$ .

Учитывая неточности литья, размеры сторон опорных платиков для литых корпусов должны быть на 2...4 мм больше размеров опорных поверхностей прикрепляемых деталей.

Обрабатываемые поверхности выполняются в виде платиков, высота  $h$  которых принимается  $h = (0,4...0,5) \times \delta$ . Принимаем  $h = 0,5 \times 8 = 4 \text{ мм}$ .

Толщина стенки крышки корпуса  $\delta_3 = 0,9 \times \delta = 0,9 \times 7,396 = 6,656 \text{ мм}$ . Округляя, получим  $\delta_3 = 7 \text{ мм}$ .

Диаметр винтов крепления крышки корпуса вычисляем в зависимости от вращающего момента на выходном валу редуктора:

$$d = 1,25 \times (T_{\text{(тихоходная ступень)}})^{1/3} = 1,25 \times 1047,393^{1/3} = 12,694 \text{ мм}$$

Принимаем  $d = 16 \text{ мм}$ .

Диаметр штифтов  $d_{\text{шт}} = (0,7...0,8) \times d = 0,7 \times 16 = 11,2 \text{ мм}$ . Принимаем  $d_{\text{шт}} = 12 \text{ мм}$ .

Диаметр винтов крепления редуктора к плите (раме):

$$d_{\text{ф}} = 1.25 \times d = 1.25 \times 16 = 20 \text{ мм. Принимаем } d_{\text{ф}} = 20 \text{ мм.}$$

Высоту ниши для крепления корпуса к плите (раме) принимаем:

$$h_0 = 2,5 \times d = 2,5 \times 20 = 50 \text{ мм.}$$

|                    |  |  |  |  |  |
|--------------------|--|--|--|--|--|
| Инв. № подл.       |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
| Подпись и дата     |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
| Взам. инв. № дубл. |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
| Взам. инв. № подл. |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |
|                    |  |  |  |  |  |

|     |      |          |         |      |                           |      |
|-----|------|----------|---------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |         |      | Курсовой проект ПЛТ 00.00 | Лист |
|     |      |          |         |      |                           |      |
| Изм | Лист | № докум. | Подпись | Дата |                           |      |

Формат А4

$$= -707,59 \text{ Н}$$

Суммарные реакции опор:

$$R_1 = (R_{x1}^2 + R_{y1}^2)^{1/2} = (-2403,478^2 + 1031,297^2)^{1/2} = 2615,393 \text{ Н};$$

$$R_2 = (R_{x2}^2 + R_{y2}^2)^{1/2} = (-5171,761^2 + -707,59^2)^{1/2} = 5219,942 \text{ Н};$$

3-й ВАЛ

Силы, действующие на вал и углы контактов элементов передач:

$$F_{x2} = -3635,35 \text{ Н}$$

$$F_{y2} = -9051,651 \text{ Н}$$

Из условия равенства суммы моментов сил относительно 1-й опоры:

$$R_{x1} = (-F_{x2} * L_2) / (L_1 + L_2)$$

$$= (-(-3635,35) * 72) / (65 + 72)$$

$$= 1910,549 \text{ Н}$$

$$R_{y1} = (-F_{y2} * L_2) / (L_1 + L_2)$$

$$= (-(-9051,651) * 72) / (65 + 72)$$

$$= 4757,072 \text{ Н}$$

Из условия равенства суммы сил относительно осей X и Y:

$$R_{x3} = (-R_{x1}) - F_{x2}$$

$$= (-1910,549) - (-3635,35)$$

$$= 1724,801 \text{ Н}$$

$$R_{y3} = (-R_{y1}) - F_{y2}$$

$$= (-4757,072) - (-9051,651)$$

$$= 4294,579 \text{ Н}$$

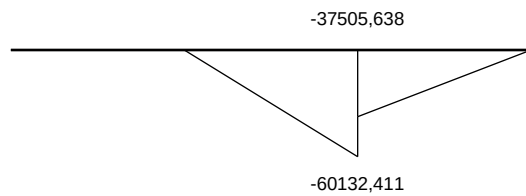
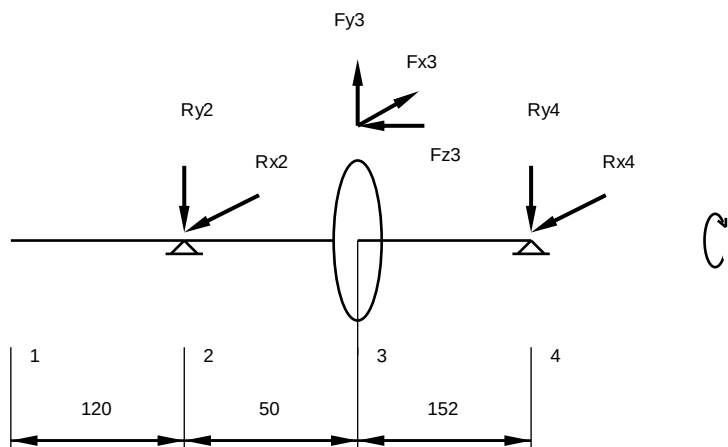
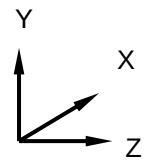
Суммарные реакции опор:

$$R_1 = (R_{x1}^2 + R_{y1}^2)^{1/2} = (1910,549^2 + 4757,072^2)^{1/2} = 5126,396 \text{ Н};$$

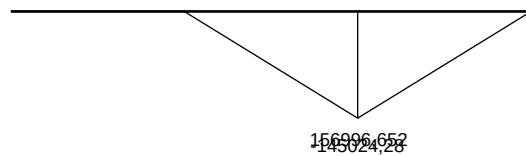
$$R_2 = (R_{x2}^2 + R_{y2}^2)^{1/2} = (1724,801^2 + 4294,579^2)^{1/2} = 4627,996 \text{ Н};$$

|                           |                    |          |         |      |
|---------------------------|--------------------|----------|---------|------|
| Инв. № подл.              | Подпись и дата     |          |         |      |
|                           | Взам. инв. № дубл. |          |         |      |
|                           | Взам. инв. № подл. |          |         |      |
| Подпись и дата            |                    |          |         |      |
| Инв. № подл.              |                    |          |         |      |
| Изм                       | Лист               | № докум. | Подпись | Дата |
| Курсовой проект ПЛТ оо.оо |                    |          |         | Лист |

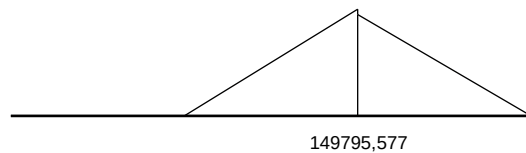
1-й ВАЛ



$M_x, \text{Н}\cdot\text{мм}$



$M_y, \text{Н}\cdot\text{мм}$



$M_e = (M_x^2 + M_y^2)^{1/2}, \text{Н}\cdot\text{мм}$

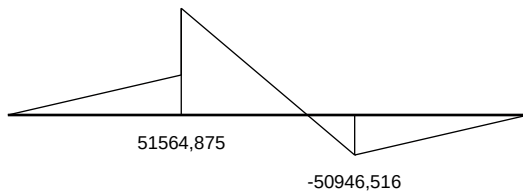
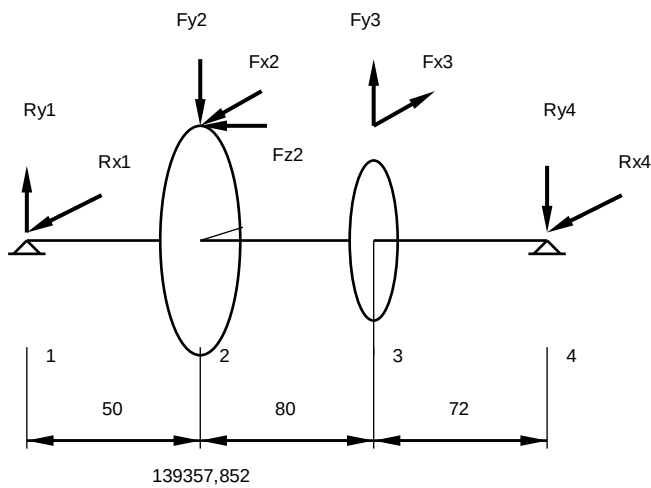
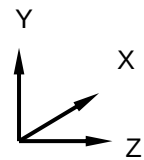


$M_{кр(max)} = T_{кр}, \text{Н}\cdot\text{мм}$

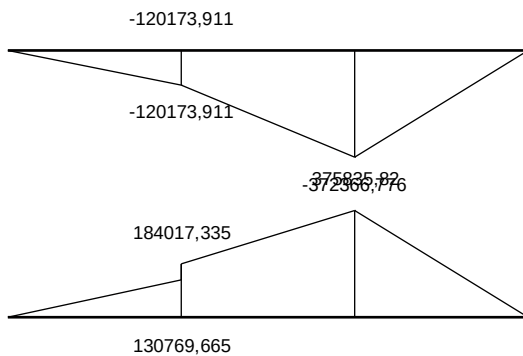
|              |                    |  |  |      |                           |
|--------------|--------------------|--|--|------|---------------------------|
| Инв. № подл. | Подпись и дата     |  |  |      | Лист                      |
|              | Взам. инв. № дубл. |  |  |      |                           |
| Изм          | Взам. инв. № подл. |  |  |      | Формат А4                 |
|              | Лист               |  |  |      |                           |
| № докум.     |                    |  |  |      | Курсовой проект ПЛТ 00.00 |
| Подпись      |                    |  |  | Дата |                           |

</

2-й ВАЛ



$M_x, \text{ Н}\cdot\text{мм}$



$M_y, \text{ Н}\cdot\text{мм}$

$M_E = (M_x^2 + M_y^2)^{1/2}, \text{ Н}\cdot\text{мм}$



$M_{кр(max)} = T_{кр}, \text{ Н}\cdot\text{мм}$

|                                |                    |  |  |  |  |  |  |  |
|--------------------------------|--------------------|--|--|--|--|--|--|--|
| Инв. № подл.                   | Подпись и дата     |  |  |  |  |  |  |  |
|                                | Взам. инв. № дубл. |  |  |  |  |  |  |  |
|                                | Взам. инв. № подл. |  |  |  |  |  |  |  |
| Изм                            | Подпись и дата     |  |  |  |  |  |  |  |
|                                | Взам. инв. № дубл. |  |  |  |  |  |  |  |
|                                | Взам. инв. № подл. |  |  |  |  |  |  |  |
| Курсовой проект ПЛТ 00.00      |                    |  |  |  |  |  |  |  |
| Лист                           |                    |  |  |  |  |  |  |  |
| Изм Лист № докум. Подпись Дата |                    |  |  |  |  |  |  |  |

51564,875

-50946,516

Mx, Н·мм

-120173,911

-120173,911

-372366,776

My, Н·мм

184017,335

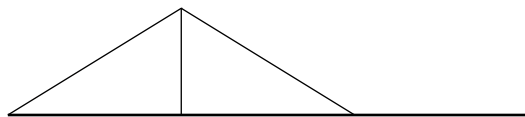
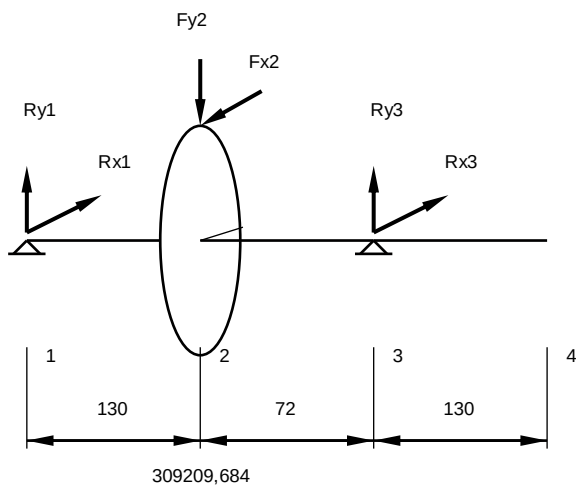
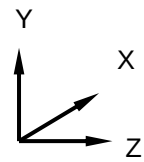
130769,665

$M_z = (M_x^2 + M_y^2)^{1/2}, \text{ Н·мм}$

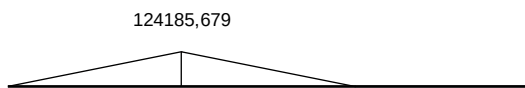
130769,665

Mкр(max) = Ткр, Н·мм

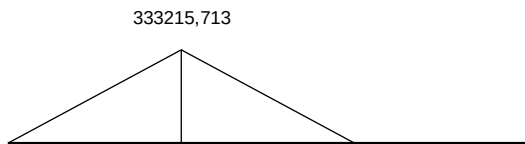
3-й ВАЛ



$M_x, \text{Н}\cdot\text{мм}$



$M_y, \text{Н}\cdot\text{мм}$



$M_E = (M_x^2 + M_y^2)^{1/2}, \text{Н}\cdot\text{мм}$



$M_{кр(max)} = T_{кр}, \text{Н}\cdot\text{мм}$

|                           |                    |  |  |  |  |  |  |  |
|---------------------------|--------------------|--|--|--|--|--|--|--|
| Инв. № подл.              | Подпись и дата     |  |  |  |  |  |  |  |
|                           | Взам. инв. № дубл. |  |  |  |  |  |  |  |
|                           | Взам. инв. № подл. |  |  |  |  |  |  |  |
| Изм                       | Подпись и дата     |  |  |  |  |  |  |  |
|                           | Взам. инв. № дубл. |  |  |  |  |  |  |  |
|                           | Взам. инв. № подл. |  |  |  |  |  |  |  |
| Лист                      |                    |  |  |  |  |  |  |  |
| Курсовой проект ПЛТ 00.00 |                    |  |  |  |  |  |  |  |
| Формат А4                 |                    |  |  |  |  |  |  |  |

## ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ

1 - й в а л.

Выбираем шарикоподшипник радиальный однорядный (по ГОСТ 8338-75) 407 тяжелой серии со следующими параметрами:

$d = 35$  мм - диаметр вала (внутренний посадочный диаметр подшипника);  
 $D = 100$  мм - внешний диаметр подшипника;  
 $C = 55,3$  кН - динамическая грузоподъемность;  
 $C_0 = 31,6$  кН - статическая грузоподъемность.

Радиальные нагрузки на опоры:

$P_{r1} = 3139,933$  Н;

$P_{r2} = 1093,398$  Н.

Будем проводить расчёт долговечности подшипника по наиболее нагруженной опоре 1.  
 Эквивалентная нагрузка вычисляется по формуле:

$$P_9 = (X \times V \times P_{r1} + Y \times P_a) \times K_6 \times K_T,$$

где -  $P_{r1} = 3139,933$  Н - радиальная нагрузка;  $P_a = F_a = 883,358$  Н - осевая нагрузка;  $V = 1$  (вращается внутреннее кольцо подшипника); коэффициент безопасности  $K_6 = 1,6$  (см. табл. 9.19[1]); температурный коэффициент  $K_T = 1$  (см. табл. 9.20[1]).

Отношение  $F_a / C_0 = 883,358 / 31600 = 0,028$ ; этой величине (по табл. 9.18[1]) соответствует  $e = 0,22$ .

Отношение  $F_a / (P_{r1} \times V) = 883,358 / (3139,933 \times 1) = 0,281 > e$ ; тогда по табл. 9.18[1]:  $X = 0,56$ ;  $Y = 1,991$ .

Тогда:  $P_9 = (0,56 \times 1 \times 3139,933 + 1,991 \times 883,358) \times 1,6 \times 1 = 5627,42$  Н.

Расчётная долговечность, млн. об. (формула 9.1[1]):

$$L = (C / P_9)^3 = (55300 / 5627,42)^3 = 948,959 \text{ млн. об.}$$

Расчётная долговечность, ч.:

$$L_h = L \times 10^6 / (60 \times n_1) = 948,959 \times 10^6 / (60 \times 970) = 16305,137 \text{ ч,}$$

что больше 10000 ч. (минимально допустимая долговечность подшипника), установленных ГОСТ 16162-85 (см. также стр.307[1]), здесь  $n_1 = 970$  об/мин - частота вращения вала.

2 - й в а л.

Выбираем шарикоподшипник радиальный однорядный (по ГОСТ 8338-75) 310 средней серии со следующими параметрами:

$d = 50$  мм - диаметр вала (внутренний посадочный диаметр подшипника);  
 $D = 110$  мм - внешний диаметр подшипника;  
 $C = 65,8$  кН - динамическая грузоподъемность;  
 $C_0 = 36$  кН - статическая грузоподъемность.

Радиальные нагрузки на опоры:

$P_{r1} = 2615,393$  Н;

$P_{r2} = 5219,942$  Н.

Будем проводить расчёт долговечности подшипника по наиболее нагруженной опоре 2.  
 Эквивалентная нагрузка вычисляется по формуле:

$$P_9 = (X \times V \times P_{r2} + Y \times P_a) \times K_6 \times K_T,$$

|              |                           |          |         |      |                           |      |
|--------------|---------------------------|----------|---------|------|---------------------------|------|
| Инв. № подл. | <p>Подпись и дата</p>     |          |         |      |                           |      |
|              | <p>Взам. инв. № дубл.</p> |          |         |      |                           |      |
|              | <p>Взам. инв. № подл.</p> |          |         |      |                           |      |
| Инв. № подл. | <p>Подпись и дата</p>     |          |         |      |                           |      |
|              | <p>Взам. инв. № дубл.</p> |          |         |      |                           |      |
|              | <p>Взам. инв. № подл.</p> |          |         |      |                           |      |
| Изм          | Лист                      | № докум. | Подпись | Дата | Курсовой проект ПЛТ оо.оо | Лист |



где -  $P_{r2} = 5219,942$  Н - радиальная нагрузка;  $P_a = F_a = 883,358$  Н - осевая нагрузка;  $V = 1$  (вращается внутреннее кольцо подшипника); коэффициент безопасности  $K_6 = 1,6$  (см. табл. 9.19[1]); температурный коэффициент  $K_T = 1$  (см. табл. 9.20[1]).

Отношение  $F_a / C_0 = 883,358 / 36000 = 0,025$ ; этой величине (по табл. 9.18[1]) соответствует  $e = 0,213$ .

Отношение  $F_a / (P_{r2} \times V) = 883,358 / (5219,942 \times 1) = 0,169 \leq e$ ; тогда по табл. 9.18[1]:  $X = 1$ ;  $Y = 0$ .

Тогда:  $P_9 = (1 \times 1 \times 5219,942 + 0 \times 883,358) \times 1,6 \times 1 = 8351,907$  Н.

Расчётная долговечность, млн. об. (формула 9.1[1]):

$L = (C / P_9)^3 = (65800 / 8351,907)^3 = 489,013$  млн. об.

Расчётная долговечность, ч.:

$L_h = L \times 10^6 / (60 \times n_2) = 489,013 \times 10^6 / (60 \times 242,5) = 33609,141$  ч,

что больше 10000 ч. (минимально допустимая долговечность подшипника), установленных ГОСТ 16162-85 (см. также стр.307[1]), здесь  $n_2 = 242,5$  об/мин - частота вращения вала.

3 - й в а л.

Выбираем шарикоподшипник радиальный однорядный (по ГОСТ 8338-75) 114 особолегкой серии со следующими параметрами:

$d = 70$  мм - диаметр вала (внутренний посадочный диаметр подшипника);

$D = 110$  мм - внешний диаметр подшипника;

$C = 37,7$  кН - динамическая грузоподъёмность;

$C_0 = 24,5$  кН - статическая грузоподъёмность.

Радиальные нагрузки на опоры:

$P_{r1} = 5126,396$  Н;

$P_{r2} = 4627,996$  Н.

Будем проводить расчёт долговечности подшипника по наиболее нагруженной опоре 1.

Эквивалентная нагрузка вычисляется по формуле:

$P_9 = (X \times V \times P_{r1} + Y \times P_a) \times K_6 \times K_T$ ,

где -  $P_{r1} = 5126,396$  Н - радиальная нагрузка;  $P_a = F_a = 0$  Н - осевая нагрузка;  $V = 1$  (вращается внутреннее кольцо подшипника); коэффициент безопасности  $K_6 = 1,6$  (см. табл. 9.19[1]); температурный коэффициент  $K_T = 1$  (см. табл. 9.20[1]).

Отношение  $F_a / C_0 = 0 / 24500 = 0$ ; этой величине (по табл. 9.18[1]) соответствует  $e = 0$ .

Отношение  $F_a / (P_{r1} \times V) = 0 / (5126,396 \times 1) = 0 \leq e$ ; тогда по табл. 9.18[1]:  $X = 1$ ;  $Y = 0$ .

Тогда:  $P_9 = (1 \times 1 \times 5126,396 + 0 \times 0) \times 1,6 \times 1 = 8202,234$  Н.

Расчётная долговечность, млн. об. (формула 9.1[1]):

$L = (C / P_9)^3 = (37700 / 8202,234)^3 = 97,102$  млн. об.

Расчётная долговечность, ч.:

$L_h = L \times 10^6 / (60 \times n_3) = 97,102 \times 10^6 / (60 \times 86,607) = 18686,326$  ч,

что больше 10000 ч. (минимально допустимая долговечность подшипника), установленных ГОСТ 16162-85 (см. также стр.307[1]), здесь  $n_3 = 86,607$  об/мин - частота вращения вала.

|              |                |                    |                    |                |                           |  |  |  |  |
|--------------|----------------|--------------------|--------------------|----------------|---------------------------|--|--|--|--|
| Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. № подл. | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата |                           |  |  |  |  |
|              |                |                    |                    |                |                           |  |  |  |  |
|              |                |                    |                    |                |                           |  |  |  |  |
|              |                |                    |                    |                |                           |  |  |  |  |
| Изм          | Лист           | № докум.           | Подпись            | Дата           | Курсовой проект ПЛТ оо.оо |  |  |  |  |
|              |                |                    |                    |                | Лист                      |  |  |  |  |

## УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ

### Расчёт 2-го вала.

Крутящий момент на валу  $T_{кр.} = 389533,257 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ .

Для данного вала выбран материал: сталь 45. Для этого материала:

- предел прочности  $\sigma_b = 780 \text{ МПа}$ ;
- предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба  
 $\sigma_{-1} = 0,43 \times \sigma_b = 0,43 \times 780 = 335,4 \text{ МПа}$ ;
- предел выносливости стали при симметричном цикле кручения  
 $\tau_{-1} = 0,58 \times \sigma_{-1} = 0,58 \times 335,4 = 194,532 \text{ МПа}$ .

### 3-е сечение.

Диаметр вала в данном сечении  $D = 52 \text{ мм}$ . Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки. Ширина шпоночной канавки  $b = 16 \text{ мм}$ , глубина шпоночной канавки  $t_1 = 6 \text{ мм}$ .

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$S_\sigma = \sigma_{-1} / ((k_\sigma / (\varepsilon_\sigma \times \beta)) \times \sigma_v + \psi_\sigma \times \sigma_m)$ , где:

- амплитуда цикла нормальных напряжений:

$$\sigma_v = M_{изг.} / W_{нетто} = 375835,82 / 11850,927 = 31,714 \text{ МПа},$$

здесь

$$W_{нетто} = \pi \times D^3 / 32 - b \times t_1 \times (D - t_1)^2 / (2 \times D) =$$

$$3,142 \times 52^3 / 32 - 16 \times 6 \times (52 - 6)^2 / (2 \times 52) = 11850,927 \text{ мм}^3,$$

где  $b=16 \text{ мм}$  - ширина шпоночного паза;  $t_1=6 \text{ мм}$  - глубина шпоночного паза;

- среднее напряжение цикла нормальных напряжений:

$\sigma_m = F_a / (\pi \times D^2 / 4) = 883,358 / (3,142 \times 52^2 / 4) = 0,416 \text{ МПа}$ ,  $F_a = 883,358 \text{ МПа}$  - продольная сила,

- $\psi_\sigma = 0,2$  - см. стр. 164[1];
- $\beta = 0,97$  - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, см. стр. 162[1];
- $k_\sigma = 1,8$  - находим по таблице 8.5[1];
- $\varepsilon_\sigma = 0,82$  - находим по таблице 8.8[1];

Тогда:

$$S_\sigma = 335,4 / ((1,8 / (0,82 \times 0,97)) \times 31,714 + 0,2 \times 0,416) = 4,668.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$S_\tau = \tau_{-1} / ((k_\tau / (\varepsilon_\tau \times \beta)) \times \tau_v + \psi_\tau \times \tau_m)$ , где:

- амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла:

$$\tau_v = \tau_m = \tau_{max} / 2 = 0,5 \times T_{кр.} / W_{к нетто} = 0,5 \times 389533,257 / 25655,085 = 7,592 \text{ МПа},$$

здесь

$$W_{к нетто} = \pi \times D^3 / 16 - b \times t_1 \times (D - t_1)^2 / (2 \times D) =$$

$$3,142 \times 52^3 / 16 - 16 \times 6 \times (52 - 6)^2 / (2 \times 52) = 25655,085 \text{ мм}^3,$$

где  $b=16 \text{ мм}$  - ширина шпоночного паза;  $t_1=6 \text{ мм}$  - глубина шпоночного паза;

- $\psi_\tau = 0,1$  - см. стр. 166[1];
- $\beta = 0,97$  - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, см. стр. 162[1].
- $k_\tau = 1,7$  - находим по таблице 8.5[1];
- $\varepsilon_\tau = 0,7$  - находим по таблице 8.8[1];

Тогда:

$$S_\tau = 194,532 / ((1,7 / (0,7 \times 0,97)) \times 7,592 + 0,1 \times 7,592) = 9,841.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности:

$$S = S_\sigma \times S_\tau / (S_\sigma^2 + S_\tau^2)^{1/2} = 4,668 \times 9,841 / (4,668^2 + 9,841^2)^{1/2} = 4,218$$

|                |  |                    |  |                    |  |                |  |              |  |
|----------------|--|--------------------|--|--------------------|--|----------------|--|--------------|--|
| Подпись и дата |  | Взам. инв. № дубл. |  | Взам. инв. № подл. |  | Подпись и дата |  | Инв. № подл. |  |
|                |  |                    |  |                    |  |                |  |              |  |
|                |  |                    |  |                    |  |                |  |              |  |
|                |  |                    |  |                    |  |                |  |              |  |

Изм

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Курсовой проект ПЛТ оо.оо

Лист

Расчётное значение получилось больше минимально допустимого  $[S] = 2,5$ . Сечение проходит по прочности.

### Расчёт 3 - го вала.

Крутящий момент на валу  $T_{кр.} = 1047392,604 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ .

Для данного вала выбран материал: сталь 45. Для этого материала:

- предел прочности  $\sigma_b = 780 \text{ МПа}$ ;
- предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба  
 $\sigma_{-1} = 0,43 \times \sigma_b = 0,43 \times 780 = 335,4 \text{ МПа}$ ;
- предел выносливости стали при симметричном цикле кручения  
 $\tau_{-1} = 0,58 \times \sigma_{-1} = 0,58 \times 335,4 = 194,532 \text{ МПа}$ .

### 2 - е сечение.

Диаметр вала в данном сечении  $D = 75 \text{ мм}$ . Концентрация напряжений обусловлена наличием шлицевого соединения. Модуль шлицевого зацепления  $m = 2 \text{ мм}$ .

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$S_\sigma = \sigma_{-1} / ((k_\sigma / (\epsilon_\sigma \times \beta)) \times \sigma_v + \psi_\sigma \times \sigma_m)$ , где:

- амплитуда цикла нормальных напряжений:

$\sigma_v = M_{изг.} / W_{\text{нетто}} = 333215,713 / 35137,83 = 9,483 \text{ МПа}$ ,  
здесь

$W_{\text{нетто}} = \pi \times (D - 2 \times m)^3 / 32 =$   
 $3,142 \times (75 - 2 \times 2)^3 / 32 = 35137,83 \text{ мм}^3$

- среднее напряжение цикла нормальных напряжений:

$\sigma_m = F_a / (\pi \times D^2 / 4) = 0 / (3,142 \times 75^2 / 4) = 0 \text{ МПа}$ ,  $F_a = 0 \text{ МПа}$  - продольная сила,

- $\psi_\sigma = 0,2$  - см. стр. 164[1];
- $\beta = 0,97$  - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, см. стр. 162[1];
- $k_\sigma = 1,65$  - находим по таблице 8.6[1];
- $\epsilon_\sigma = 0,76$  - находим по таблице 8.8[1];

Тогда:

$S_\sigma = 335,4 / ((1,65 / (0,76 \times 0,97)) \times 9,483 + 0,2 \times 0) = 15,802$ .

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$S_\tau = \tau_{-1} / ((k_\tau / (\epsilon_\tau \times \beta)) \times \tau_v + \psi_\tau \times \tau_m)$ , где:

- амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла:

$\tau_v = \tau_m = \tau_{\text{max}} / 2 = 0,5 \times T_{кр.} / W_{\text{к нетто}} = 0,5 \times 1047392,604 / 70275,661 = 7,452 \text{ МПа}$ ,  
здесь

$W_{\text{к нетто}} = \pi \times (D - 2 \times m)^3 / 16 =$   
 $3,142 \times (75 - 2 \times 2)^3 / 16 = 70275,661 \text{ мм}^3$

- $\psi_\tau = 0,1$  - см. стр. 166[1];
- $\beta = 0,97$  - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, см. стр. 162[1].
- $k_\tau = 2,55$  - находим по таблице 8.6[1];
- $\epsilon_\tau = 0,65$  - находим по таблице 8.8[1];

Тогда:

$S_\tau = 194,532 / ((2,55 / (0,65 \times 0,97)) \times 7,452 + 0,1 \times 7,452) = 6,299$ .

Результирующий коэффициент запаса прочности:

$S = S_\sigma \times S_\tau / (S_\sigma^2 + S_\tau^2)^{1/2} = 15,802 \times 6,299 / (15,802^2 + 6,299^2)^{1/2} = 5,851$

Расчётное значение получилось больше минимально допустимого  $[S] = 2,5$ . Сечение проходит по прочности.

|              |                |                    |                |                    |                           |                |              |  |  |      |  |  |
|--------------|----------------|--------------------|----------------|--------------------|---------------------------|----------------|--------------|--|--|------|--|--|
| Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата | Взам. инв. № подл. | Взам. инв. № дубл.        | Подпись и дата | Инв. № подл. |  |  |      |  |  |
|              |                |                    |                |                    |                           |                |              |  |  |      |  |  |
|              |                |                    |                |                    |                           |                |              |  |  |      |  |  |
| Изм          | Лист           | № докум.           | Подпись        | Дата               | Курсовой проект ПЛТ оо.оо |                |              |  |  | Лист |  |  |

## ВЫБОР СОРТА МАСЛА

Смазывание элементов передач редуктора производится окунанием нижних элементов в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение элемента передачи примерно на 10-20 мм. Объем масляной ванны  $V$  определяется из расчёта  $0,25 \text{ дм}^3$  масла на 1 кВт передаваемой мощности:

$$V = 0,25 \times 10,405 = 2,601 \text{ дм}^3.$$

По таблице 10.8[1] устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях  $\sigma_H = 762,797 \text{ МПа}$  и скорости  $v = 1,093 \text{ м/с}$  рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна  $60 \times 10^{-6} \text{ м/с}^2$

|                           |                    |          |         |      |
|---------------------------|--------------------|----------|---------|------|
| Инв. № подл.              | Подпись и дата     |          |         |      |
|                           | Взам. инв. № дубл. |          |         |      |
|                           | Взам. инв. № подл. |          |         |      |
| Инв. № подл.              | Подпись и дата     |          |         |      |
|                           | Взам. инв. № дубл. |          |         |      |
|                           | Взам. инв. № подл. |          |         |      |
| Изм                       | Лист               | № докум. | Подпись | Дата |
| Курсовой проект ПЛТ 00.00 |                    |          |         |      |
| Лист                      |                    |          |         |      |

ВЫБОР ПОСАДОК

Посадки элементов передач на валы - Н7/р6, что по СТ СЭВ 144-75 соответствует легкопрессовой посадке.  
Посадки муфт на валы редуктора - Н8/н8.  
Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала к6.  
Остальные посадки назначаем, пользуясь данными таблицы 8.11[1].

|              |                |          |         |      |                           |                    |                |
|--------------|----------------|----------|---------|------|---------------------------|--------------------|----------------|
| Инв. № подл. | Подпись и дата |          |         |      | Взам. инв. № подл.        | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата |
|              |                |          |         |      |                           |                    |                |
|              |                |          |         |      |                           |                    |                |
| Изм          | Лист           | № докум. | Подпись | Дата | Курсовой проект ПЛТ 00.00 |                    | Лист           |

## ТЕХНОЛОГИЯ СБОРКИ РЕДУКТОРА

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслястой краской. Сборку производят в соответствии с чертежом общего вида редуктора, начиная с узлов валов.

На валы закладывают шпонки и напрессовывают элементы передач редуктора. Мазеудерживающие кольца и подшипники следует насаживать, предварительно нагрев в масле до 80-100 градусов по Цельсию, последовательно с элементами передач. Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу. После этого в подшипниковые камеры закладывают смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок, регулируют тепловой зазор. Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают войлочные уплотнения, пропитанные горячим маслом. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышку винтами. Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель. Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой, закрепляют крышку болтами. Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

|              |                |                    |                    |                |                           |  |  |  |  |      |
|--------------|----------------|--------------------|--------------------|----------------|---------------------------|--|--|--|--|------|
| Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. № подл. | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата |                           |  |  |  |  |      |
|              |                |                    |                    |                |                           |  |  |  |  |      |
| Изм          | Лист           | № докум.           | Подпись            | Дата           | Курсовой проект ПЛТ 00.00 |  |  |  |  | Лист |
|              |                |                    |                    |                |                           |  |  |  |  |      |

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М., Ицкевич Г.М., Козинцов В.П. 'Курсовое проектирование деталей машин': Учебное пособие для учащихся. М.:Машиностроение, 1988 г. 416с.
2. Дунаев П.Ф. ,Леликов О.П. 'Конструирование узлов и деталей машин', М.: Издательский центр 'Академия', 2003. 496 с.

|                                                                                                                                                         |                    |  |  |  |                    |                |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|--|--|--|--------------------|----------------|
| Инв. № подл.                                                                                                                                            | Подпись и дата     |  |  |  | Взам. инв. № дубл. | Подпись и дата |
|                                                                                                                                                         | Взам. инв. № подл. |  |  |  |                    |                |
|                                                                                                                                                         | Взам. инв. № дубл. |  |  |  |                    |                |
| <div> <div>Изм</div> <div>Лист</div> <div>№ докум.</div> <div>Подпись</div> <div>Дата</div> </div> <div>Курсовой проект ПЛТ 00.00</div> <div>Лист</div> |                    |  |  |  |                    |                |