

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«УФИМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЯНОЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Механика и конструирование машин»

**ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ ЧАСТИ
ПРОЕКТА ПРИВОДА**

Учебно-методическое пособие

Уфа 2013

Приводится пример выполнения расчетной части проекта привода в рамках учебного проектирования в курсе " Детали машин и основы конструирования ".

Предназначено для студентов всех форм обучения.

Составитель Сулейманов А. С., доц., канд.техн.наук

Рецензент Чистов Д.И., доц., канд.техн.наук

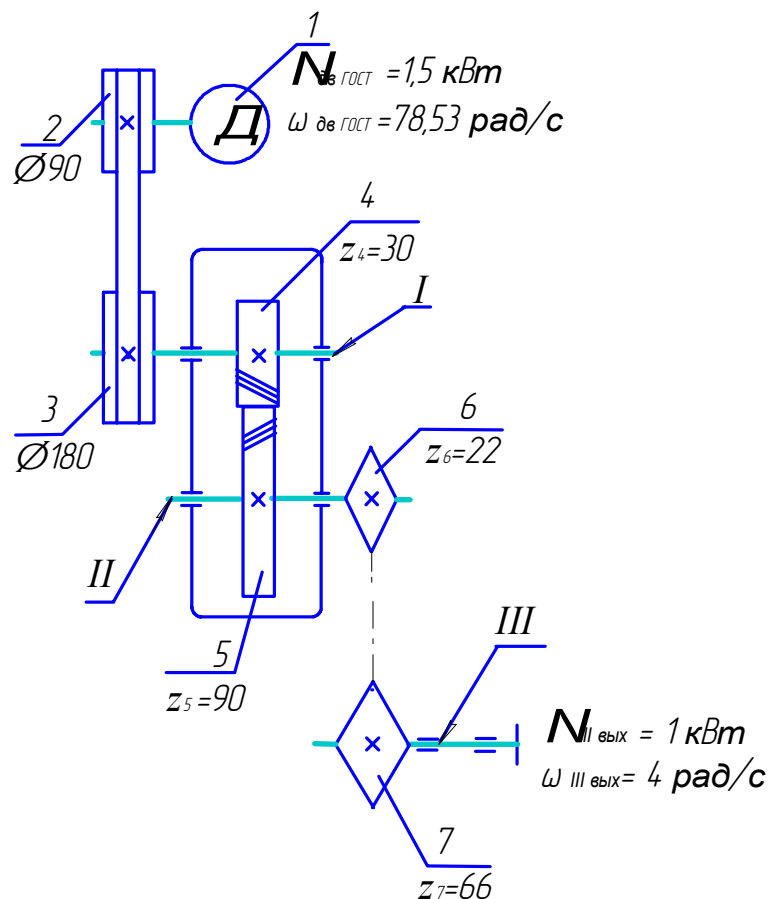
СОДЕРЖАНИЕ

1 Техническое задание.....	2
2 Кинематический и силовой расчеты привода	3
2.1 Определение КПД кинематической цепи привода и выбор электродвигателя .	3
2.2 Разбивка общего передаточного отношения привода между передачами	3
2.3 Определение мощностей, угловых скоростей и вращающих моментов на валах привода	4
3 Проектировочные расчеты передач	5
3.1 Расчет зубчатой цилиндрической передачи $Z_4 - Z_5$	5
3.2 Расчет клиноременной передачи	12
3.3 Расчет передачи с роликковой целью	14
4 Проектировочные (ориентировочные) расчеты валов I и II	16
5 Выбор способа и типа смазки подшипников и передач	16
6 Первая эскизная компоновка редуктора	17
6.1 Определение толщины стенки корпуса редуктора	17
6.2 Определение диаметров болтов: фундаментных, в бобышках у подшипников, на тонких фланцах в разьеме корпуса	17
6.3 Определение размеров крышек подшипников	17
7 Проектировочные (приближенные) расчеты валов I и II.....	18
8 Подбор подшипников на валы I и II	21
9 Расчеты шпоночных соединений.....	24
10 Проверочные (уточненные) расчеты валов на сопротивление усталости.	25
11 Задание характера сопряжений деталей в редукторе.....	28
Список использованной литературы	29

1 ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Спроектировать привод вибросита при следующих исходных данных:

- | | |
|--|---|
| 1) Мощность потребителя | $N_{III\text{ вых}} = 1,000 \text{ кВт};$ |
| 2) Угловая скорость выходного вала III | $\omega_{III} = 4,00 \text{ рад / с};$ |
| 3) Требуемый ресурс | $L_h = 10000 \text{ часов};$ |
| 4) Режим нагружения постоянный; | |
| 5) Производство единичное. | |



- 1 - электродвигатель;
 2,3- шкивы клиноременной передачи;
 4,5- шестерня и колесо косозубой цилиндрической передачи;
 6,7- звездочки передачи с роликовой цепью.

Рисунок 1.1 – Кинематическая схема привода

На защиту в установленный срок представить:

- 1) сборочный чертеж редуктора в двух проекциях (в масштабе 1:1) со спецификацией;
- 2) рабочие чертежи вала II и колеса 5;
- 3) пояснительную записку формата А4.

2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

2.1 Определение КПД кинематической цепи привода и выбор электродвигателя

КПД кинематической цепи привода

$$\eta_{1-III} = \eta_{\text{РЕМ}} \cdot \eta_{\text{ЦИЛ}} \cdot \eta_{\text{ЦЕПЬ}} \cdot \eta_{\text{ПК}}^3 = 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,9 \cdot 0,99^3 = 0,796 ,$$

где $\eta_{\text{РЕМ}}$ - КПД ременной передачи [1,С.15] ;

$\eta_{\text{ЦИЛ}}$ - КПД цилиндрической закрытой передачи [1,С.15] ;

$\eta_{\text{ЦЕПЬ}}$ - КПД открытой цепной передачи [1,С.15] ;

$\eta_{\text{ПК}}$ - КПД подшипников качения с одного вала [1,С.15] .

Требуемая мощность двигателя

$$N_{\text{ДВ}} \geq \frac{N_{\text{III Вых}}}{\eta_{1-III}} = \frac{1,000}{0,796} = 1,256 \text{ кВт.}$$

Выбираем асинхронный электродвигатель закрытый обдуваемый единой серии 4А мощностью $N_{\text{ДВГОСТ}} = 1,5 \text{ кВт}$ [1,С.16] и синхронной частотой вращения $n_{\text{ДВГОСТ}} = 750 \text{ об/мин}$. Двигатель 4А 100 L8 УЗ ГОСТ 19523-81. Асинхронная частота вращения вала двигателя $n_{\text{ДВ}} = 700 \text{ об/мин}$ [1,С.16]. Асинхронная угловая скорость вращения вала двигателя $\omega_{\text{ДВ}} = n_{\text{ДВ}} / 9,55 = 73,30 \text{ рад/с}$.

2.2 Разбивка общего передаточного отношения привода между передачами

Требуемое общее передаточное отношение передач, через которые передается поток мощности на вал III

$$i_{2-7}^{\text{треб}} = \frac{\omega_{\text{ДВ}}}{\omega_{\text{III}}} = -\frac{73,30}{4,00} = -18,22.$$

Фактическое значение общего передаточного отношения передач

$$i_{2-7}^{\text{факт}} = i_{2-3} \cdot i_{4-5} \cdot i_{6-7} = -2,04 \cdot 3,00 \cdot 3,00 = -18,36 ,$$

где i_{2-3} – передаточное отношение ременной передачи, согласно рекомендации [1,С.19];

i_{4-5} – передаточное отношение цилиндрической передачи [1,С.15];

i_{6-7} – передаточное отношение цепной передачи [1,С.15];

Отклонение фактического передаточного отношения от требуемого

$$\Delta i = \frac{i_{2-7}^{\text{факт}} - i_{2-7}^{\text{треб}}}{i_{2-7}^{\text{треб}}} \cdot 100\% = \frac{18,36 - 18,22}{18,22} = 0,8\% \quad \langle 1\%, \text{ что приемлемо.}$$

2.3 Определение мощностей, угловых скоростей и вращающих моментов на валах привода

Мощности на элементах привода:

$$N_2 = N_{\text{ДВ}} = 1,256 \text{ кВт};$$

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_{\text{РЕМ}} = 1,256 \cdot 0,95 = 1,193 \text{ кВт}; \quad N_4 = N_3 \cdot \eta_{\text{ПК}} = 1,193 \cdot 0,99 = 1,181 \text{ кВт};$$

$$N_5 = N_4 \cdot \eta_{\text{ЦИЛ}} = 1,181 \cdot 0,96 = 1,134 \text{ кВт}; \quad N_6 = N_5 \cdot \eta_{\text{ПК}} = 1,134 \cdot 0,99 = 1,123 \text{ кВт};$$

$$N_7 = N_6 \cdot \eta_{\text{ЦЕПЬ}} = 1,123 \cdot 0,90 = 1,011 \text{ кВт}; \quad N_{\text{III}} = N_7 \cdot \eta_{\text{ПК}} = 1,011 \cdot 0,99 = 1,000 \text{ кВт}.$$

Угловые скорости и частоты вращения элементов привода:

$$\omega_2 = \omega_{\text{ДВ}} = 73,30 \text{ рад/с}; \quad n_2 = n_{\text{ДВ}} = \omega_{\text{ДВ}} \cdot 9,55 = 73,30 \cdot 9,55 = 700 \text{ об/мин};$$

$$\omega_I = \omega_4 = \omega_3 = \frac{\omega_2}{i_{2-3}} = \frac{73,30}{2,04} = 35,93 \text{ рад/с}; \quad n_I = \omega_I \cdot 9,55 = 35,93 \cdot 9,55 = 343 \text{ об/мин};$$

$$\omega_{\text{II}} = \omega_6 = \omega_5 = \frac{\omega_4}{i_{4-5}} = \frac{35,93}{3,00} = 11,98 \text{ рад/с}; \quad n_{\text{II}} = \omega_{\text{II}} \cdot 9,55 = 11,98 \cdot 9,55 = 114 \text{ об/мин};$$

$$\omega_{\text{III}} = \omega_7 = \frac{\omega_6}{i_{6-7}} = \frac{11,98}{3,00} = 3,99 \text{ рад/с}; \quad n_{\text{III}} = \omega_{\text{III}} \cdot 9,55 = 3,99 \cdot 9,55 = 38 \text{ об/мин}.$$

Вращающие моменты на элементах привода:

$$T_2 = T_{\text{ДВ}} = N_{\text{ДВ}} / \omega_{\text{ДВ}} = 1256 / 73,3 = 17,135 \text{ Н·м}; \quad T_3 = N_3 / \omega_3 = 1193 / 35,93 = 33,203 \text{ Н·м};$$

$$T_4 = N_4 / \omega_4 = 1181 / 35,93 = 32,869 \text{ Н·м}; \quad T_5 = T_4 \cdot i_{4-5} \cdot \eta_{\text{ЦИЛ}} = 32,869 \cdot 3,00 \cdot 0,96 = 94,658 \text{ Н·м};$$

$$T_6 = T_5 \cdot \eta_{\text{ПК}} = 94,658 \cdot 0,99 = 93,740 \text{ Н·м}; \quad T_7 = N_7 / \omega_7 = 1011 / 3,99 = 253,383 \text{ Н·м};$$

$$T_{\text{III}} = N_{\text{III}} / \omega_{\text{III}} = 1000 / 3,99 = 250,802 \text{ Н·м};$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 2.1

Таблица 2.1

Номер вала	Мощность, Вт	Угловая скорость, рад/с	Вращающий момент, Н·м	Частота вра- щения, об/мин
Вал двигателя	$N_{\text{ДВ}} = 1256$	$\omega_{\text{ДВ}} = 73,30$	$T_{\text{ДВ}} = 17,135$	$n_{\text{ДВ}} = 700$
	$N_2 = 1256$	$\omega_2 = 73,30$	$T_2 = 17,135$	$n_2 = 700$
I вал	$N_3 = 1193$	$\omega_3 = 35,93$	$T_3 = 33,203$	$n_3 = 343$
	$N_4 = 1193$	$\omega_4 = 35,93$	$T_4 = 32,869$	$n_4 = 343$
II вал	$N_5 = 1134$	$\omega_5 = 11,98$	$T_5 = 94,658$	$n_5 = 114$
	$N_6 = 1134$	$\omega_6 = 11,98$	$T_6 = 93,740$	$n_6 = 114$
III вал	$N_7 = 1011$	$\omega_7 = 3,99$	$T_7 = 253,383$	$n_7 = 38$
	$N_{\text{III Вых}} = 1000$	$\omega_{\text{III}} = 3,99$	$T_{\text{III}} = 250,802$	$n_{\text{III}} = 38$

3 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ПЕРЕДАЧ

3.1 Расчет зубчатой цилиндрической передачи $Z_4 - Z_5$

Исходные данные:

- Вращающий момент на меньшем колесе $T_4 = 32,869 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- Частота вращения меньшего колеса $n_4 = 343 \text{ об / мин}$;
- Передаточное число зубчатой передачи $u = 3$;
- Делительный угол наклона линии зуба $\beta = 21^\circ$;
- Режим нагружения постоянный ;
- Производство единичное.

Проектировочный расчет из условия сопротивления контактной усталости поверхностей зубьев:

1) Задаем материал и твердости рабочих поверхностей зубьев.

Материал шестерни и колеса: сталь 45, термообработка "улучшение".
Твердость шестерни $H_4 = 285 \text{ НВ}$, колеса $H_5 = 248 \text{ НВ}$ [2,С.5].

2) Определяем допускаемые контактные напряжения, не вызывающие опасной контактной усталости материалов колес

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limB}} \cdot Z_N}{[S_H]} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X ,$$

где $\sigma_{H \text{ limB}}$ - базовый предел контактной выносливости материалов зубьев, МПа;

Z_N - коэффициент долговечности;

$[S_H]$ - минимальный коэффициент запаса прочности;

Z_R - коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев;

Z_V - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости колес;

Z_X - коэффициент, учитывающий размеры зубчатых колес.

$$\sigma_{H \text{ limB } 4} = 2 H_4 + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа} \quad [2, \text{С.5}];$$

$$\sigma_{H \text{ limB } 5} = 2 H_5 + 70 = 2 \cdot 248 + 70 = 566 \text{ МПа} .$$

$$[S_H]_{4,5} = 1,1 \quad [2, \text{С.6}] \quad \text{при термообработке "улучшение"}.$$

$$Z_N = q_H \sqrt{\frac{N_{H \text{ limB}}}{N_{HE}}} ,$$

где $N_{H \text{ limB}}$ - базовое число циклов напряжений ;

N_{HE} - эквивалентное число циклов изменения контактных напряжений ;

q_H - показатель степени кривой контактной усталости .

$$N_{H \text{ limB } 4} = 30 \cdot H_4^{2,4} = 30 \cdot 285^{2,4} = 23,4 \cdot 10^6 \text{ циклов} \quad [2, \text{С.7}] ;$$

$$N_{H \text{ limB } 5} = 30 \cdot H_5^{2,4} = 30 \cdot 248^{2,4} = 16,7 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_{HE} = 60 L_h \cdot n \cdot j \cdot \mu_H,$$

где j - число вхождений рассчитываемой стороны зуба в зацепление за один оборот колеса;

μ_H - коэффициент, учитывающий форму циклограммы нагружения. При постоянном режиме нагружения (одноступенчатая циклограмма) $\mu_H=1$ [2, С.7].

$$N_{HE4} = 60 L_h \cdot n_4 \cdot j_4 \cdot \mu_H = 60 \cdot 1000 \cdot 343 \cdot 1 \cdot 1 = 205,8 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_{HE5} = 60 L_h \cdot n_5 \cdot j_5 \cdot \mu_H = 60 \cdot 1000 \cdot 114 \cdot 1 \cdot 1 = 68,4 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Так как $N_{HE4,5} > N_{HlimB4,5}$ $q_H = 20$ [2, С.7].

$$Z_{N4} = 20 \sqrt{\frac{23,4 \cdot 10^6}{205,8 \cdot 10^6}} = 0,90;$$

$$Z_{N5} = 20 \sqrt{\frac{16,7 \cdot 10^6}{68,4 \cdot 10^6}} = 0,93;$$

$Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X = 0,9$ [2, С.7] -на этапе проектировочного расчета.

$$[\sigma_H]_4 = \frac{640 \cdot 0,90}{1,1} \cdot 0,9 = 471 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_5 = \frac{566 \cdot 0,93}{1,1} \cdot 0,9 = 431 \text{ МПа};$$

Расчетное допускаемое контактное напряжение для косозубых колес [2, С.6]

$$[\sigma_H]_P = 0,45 ([\sigma_H]_4 + [\sigma_H]_5) = 0,45 (471 + 431) = 406 \text{ МПа}.$$

Так как $[\sigma_H]_P$ вышел за пределы $(1 \dots 1,23) [\sigma_H]_5$, согласно [2, С.6] ,принимаем $[\sigma_H]_P = 431 \text{ МПа}$.

3) Определяем ориентировочное значение межосевого расстояния передачи

$$a'_W = K_a (u + 1)^3 \sqrt{\frac{T_4 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]_P^2 \cdot u \cdot \Psi'_{ba}}},$$

где K_a - вспомогательный коэффициент [2, С.9];

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий [2, С.10];

Ψ'_{ba} - предварительное значение коэффициента ширины венца относительно межосевого расстояния.

$$\Psi'_{ba} = \frac{2 \Psi'_{bd}}{u + 1},$$

где Ψ'_{bd} - предварительное значение коэффициента ширины венца относительно диаметра.

При симметричном относительно опор расположение колес и $H_{4,5} < 350$ НВ задаемся $\Psi'_{bd} = 1,0$ $\Psi_{bm} = 30$ [2, С.9], тогда

$$\Psi'_{ba} = \frac{2 \cdot 1,0}{3 + 1} = 0,5. \quad K_{H\beta} = 1,04 \text{ [2, С.10].}$$

$$a'_w = 430(3 + 1) \sqrt[3]{\frac{32,869 \cdot 1,04}{431^2 \cdot 3 \cdot 0,5}} = 85,46 \text{ мм.}$$

4) Определяем числа зубьев колес

$$Z_4 = \frac{\Psi_{bm}}{\Psi'_{bd}} = \frac{30}{1} = 30; \quad Z_5 = Z_4 \cdot u = 30 \cdot 3 = 90;$$

Проверяем отсутствие подрезания зубьев колес:

$$Z_{\min} = \frac{2(1 - X) \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t} = \frac{2(1 - 0) \cos 21^\circ}{\sin^2 21,3^\circ} \approx 14,$$

где X – коэффициент смещения исходного контура (принимаем $X_{4,5} = 0$ [2, С.11]);
 α_t – делительный угол профиля зубьев в торцовом сечении.

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 21^\circ} = 21,3^\circ,$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол профиля исходного контура.

Так как Z_4 и $Z_5 > Z_{\min}$, подрезания зубьев колес не будет.

5) Уточненное значение передаточного числа

$$u = \frac{Z_5}{Z_4} = \frac{90}{30} = 3, \quad \Delta u = 0\%.$$

6) Делительный нормальный модуль зубьев

$$m = \frac{2a'_w \cdot \cos \beta}{Z_4 + Z_5} \cdot \frac{\cos \alpha_{tw}}{\cos \alpha_t} = \frac{2 \cdot 85,46 \cdot \cos 21^\circ}{30 + 90} \cdot \frac{\cos 21,3^\circ}{\cos 21,3^\circ} = 1,33 \text{ мм,}$$

где α_{tw} – угол зацепления (при $X_{4,5} = 0$ $\alpha_{tw} = \alpha_t$).

7) Округляем модуль до стандартного: $m = 1,5$ мм [2, С.11].

8) Межосевое расстояние передачи при стандартном модуле зубьев

$$a_w = \frac{m(Z_4 + Z_5)}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} = \frac{1,5(30 + 90)}{2 \cos 21^\circ} \cdot \frac{\cos 21,3^\circ}{\cos 21,3^\circ} = 96,40 \text{ мм.}$$

9) Уточненное значение коэффициента ширины венца

$$\Psi_{ba} = \Psi'_{ba} \left(\frac{a'_w}{a_w} \right)^3 = 0,5 \left(\frac{85,46}{96,40} \right)^3 = 0,35.$$

10) Рабочая ширина венца зубчатой передачи

$$b_w = a_w \cdot \Psi_{ba} = 96,4 \cdot 0,35 = 33,74 \text{ мм} \approx 34 \text{ мм.}$$

11) Геометрические и кинематические параметры колес:

-делительные диаметры

$$d_4 = \frac{m \cdot Z_4}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 30}{\cos 21^\circ} = 48,20 \text{ мм};$$

$$d_5 = \frac{m \cdot Z_5}{\cos 21^\circ} = \frac{1,5 \cdot 90}{\cos 21^\circ} = 144,60 \text{ мм};$$

-начальные диаметры

$$d_{w4} = \frac{2 a_w \cdot Z_4}{Z_4 + Z_5} = \frac{2 \cdot 96,4 \cdot 30}{30 + 90} = 48,2 \text{ мм};$$

$$d_{w5} = \frac{2 a_w \cdot Z_5}{Z_4 + Z_5} = \frac{2 \cdot 96,4 \cdot 90}{30 + 90} = 144,60 \text{ мм};$$

-диаметры вершин

$$d_{a4} = 2 a_w - d_{f5} - 0,5 m = 2 \cdot 96,4 - 140,85 - 0,5 \cdot 1,5 = 51,20 \text{ мм};$$

$$d_{a5} = 2 a_w - d_{f4} - 0,5 m = 2 \cdot 96,4 - 44,45 - 0,5 \cdot 1,5 = 147,60 \text{ мм};$$

-основные диаметры

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 48,20 \cdot \cos 21,3^\circ = 44,91 \text{ мм};$$

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha_t = 144,60 \cdot \cos 21,3^\circ = 134,72 \text{ мм};$$

-углы профилей зубьев на окружности вершин

$$\alpha_{ta4} = \arccos \frac{d_{b4}}{d_{a4}} = \frac{44,91}{51,20} = 28,7^\circ;$$

$$\alpha_{ta5} = \arccos \frac{d_{b5}}{d_{a5}} = \frac{134,72}{147,60} = 24,1^\circ;$$

-коэффициент торцового перекрытия

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{Z_4 (\operatorname{tg} \alpha_{ta4} - \operatorname{tg} \alpha_{tw}) + Z_5 (\operatorname{tg} \alpha_{ta5} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}{2 \pi} = \\ &= \frac{30 (\operatorname{tg} 28,7^\circ - \operatorname{tg} 21,3^\circ) + 90 (\operatorname{tg} 24,1^\circ - \operatorname{tg} 21,3^\circ)}{2 \cdot 3,14} = 1,58; \end{aligned}$$

-осевой шаг зубьев $P_X = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{\sin 21^\circ} = 13,15 \text{ мм};$

-коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{P_X} = \frac{34}{13,15} = 2,6;$

-суммарный коэффициент перекрытия $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,58 + 2,6 = 4,16;$

-основной угол наклона линии зуба

$$\beta_b = \arcsin (\sin \beta \cdot \cos \alpha) = \arcsin (\sin 21^\circ \cdot \cos 21^\circ) = 19,7^\circ;$$

-окружная скорость колес на начальных цилиндрах

$$V_{w5} = V_{w4} = \frac{\pi \cdot d_{w4} \cdot n_4}{60000} = \frac{3,14 \cdot 48,2 \cdot 343}{60000} = 0,87 \text{ м/с};$$

12) Назначаем степень точности передачи 8, так как $V_4 = V_5 = 0,87 \text{ м/с}$ меньше 10 м/с [2, С.12].

Проверочный расчет на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев

13) Расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u + 1)}{b_w \cdot d_5}},$$

где Z_E - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес.

Для стальных колес $Z_E = 190$ [2, С.13];

Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

F_t - окружная сила на делительном цилиндре, в торцовом сечении, Н;

K_H - коэффициент нагрузки, при расчете по контактным напряжениям.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw} \cdot \cos^2 \alpha_t}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 19,7^\circ}{\operatorname{tg} 21,3^\circ \cdot \cos^2 21,3^\circ}} = 2,36.$$

$$\text{Так как } \varepsilon_\beta > 1 \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,58}} = 0,8 \quad [2, \text{С.13}].$$

$$F_{t4} = \frac{2000 \cdot T_4}{d_4} = \frac{2000 \cdot 32,869}{48,20} = 1364 \text{ Н}.$$

$$K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1 \cdot 1,014 \cdot 1,021 \cdot 1,35 = 1,40,$$

где K_A - коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (за пределами зацепления). $K_A = 1$ [2, С.13];

K_{HV} - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями из-за погрешности изготовления. $K_{H\alpha} = 1,35$ [2, С.13].

При $\Psi_{bd} = b_w / d_4 = 34 / 48,2 = 0,71$, H_4 и $H_5 < 350$ НВ и симметричном расположении обоих колес относительно опор $K_{H\beta} = 1,021$ [2, С.10].

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV} \cdot b_w}{F_t \cdot K_A} = 1 + \frac{0,55 \cdot 34}{1364 \cdot 1} = 1,014,$$

где W_{HV} - удельная окружная динамическая сила, Н / мм;

$$W_{HV} = \delta_H \cdot g_\circ \cdot V \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,02 \cdot 5,6 \cdot 0,87 \sqrt{\frac{96,40}{3}} = 0,55 \text{ Н / мм},$$

где δ_H - коэффициент, учитывающий влияние твердости поверхностей зубьев [2, С. 14];

g_\circ - коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зубьев шестерни и колеса [2, С.14].

$$\sigma_H = 190 \cdot 2,36 \cdot 0,8 \sqrt{\frac{1364 \cdot 1,40 \cdot (3+1)}{34 \cdot 144,60}} = 447 \text{ МПа}.$$

14) Уточненное значение расчетного допускаемого контактного напряжения

$$[\sigma_H]_P^{yt} = [\sigma_H]_P \frac{Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X}{0,9} = 431 \frac{0,9 \cdot 1 \cdot 1}{0,9} = 431 \text{ МПа},$$

где $Z_R = 0,9$ [2, С. 7] при $R_a = 3,2$;
 $Z_V = 1,0$ [2, С. 7], т.к. $V_4 = V_5 = 0,87$ м / с < 5 м / с ;
 $Z_X = 1,0$ [2, С. 7], т.к. $d_5 < 700$ мм .

15) Проверка сопротивления активных поверхностей зубьев контактной усталости

$$\sigma_H = 447 \text{ МПа} < 1,05 \cdot [\sigma_H]_{p^{yt}} = 1,05 \cdot 431 = 452 \text{ МПа} .$$

Сопротивление зубьев контактной усталости обеспечивается, так как допускается 5% перегрузка. Усталостного выкрашивания зубьев не будет.

Проверочный расчет на сопротивление усталости зубьев при изгибе

16) Напряжения изгиба в опасных сечениях на переходных поверхностях зубьев шестерни и колеса

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon ,$$

где b - ширина венца зубчатого колеса ($b_5 = b_w = 34$ мм; $b_4 = b_w + 4$ мм = 34 + 4 = 38 мм);

Y_F - коэффициент, учитывающий форму зуба. При $X_4 = 0$ и числе зубьев эквивалентного колеса $Z_{v4} = Z_4 / \cos^3 \beta = 30 / \cos^3 21^\circ = 37$ $Y_{F4} = 3,73$. При $X_5 = 0$ и $Z_{v5} = 90 / \cos^3 21^\circ = 111$ $Y_{F5} = 3,6$ [2, С.16];

Y_β - коэффициент, учитывающий влияние наклона зубьев. $Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \beta^\circ / 120^\circ = 1 - 2,6 \cdot 21^\circ / 120^\circ = 0,54$. Принимаем $Y_\beta = 0,7$ [2, С.15];

Y_ε - коэффициент, учитывающий влияние перекрытия зубьев. Так как $\varepsilon_\beta > 1$ $Y_\varepsilon = 1 / \varepsilon_\alpha = 1 / 1,58 = 0,63$ [2, С.15];

K_F - коэффициент нагрузки при расчете на изгиб.

$$K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1 \cdot 1,04 \cdot 1,036 \cdot 1,35 = 1,45 ,$$

$$\text{где } K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV} \cdot b_w}{F_t \cdot K_A} = 1 + \frac{1,65 \cdot 34}{1364 \cdot 1} = 1,04 ,$$

$$\text{где } W_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,06 \cdot 5,6 \cdot 0,87 \sqrt{\frac{96,40}{3}} = 1,65 \text{ Н / мм} .$$

$$\text{При } \Psi_{bd} = 0,71 \quad K_{F\beta} = 1,036 \text{ [2, С.10]}. \quad K_{F\alpha} = 1,35 \text{ [2, С.15]} .$$

$$\sigma_{F4} = \frac{1364 \cdot 1,45}{38 \cdot 1,5} \cdot 3,73 \cdot 0,7 \cdot 0,63 = 55 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_{F5} = \frac{1364 \cdot 1,45}{34 \cdot 1,5} \cdot 3,60 \cdot 0,7 \cdot 0,63 = 62 \text{ МПа} .$$

17) Допускаемое напряжение изгиба не вызывающее усталостной поломки зуба

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FlimB}^\circ \cdot Y_N}{[S_F]} \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_A \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d ,$$

где σ_{FlimB}° - базовый предел изгибной выносливости, МПа ;

$[S_F]$ - минимальный коэффициент запаса прочности ;

Y_N - коэффициент долговечности при изгибе ;

- Y_R - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности ;
 Y_X - коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса ;
 Y_A - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки ;
 Y_Z - коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса ;
 Y_g - коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зубьев ;
 Y_d - коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения переходной поверхности .

$$\sigma_{F \text{ lim B } 4}^{\circ} = 1,75 \cdot H_4 = 1,75 \cdot 285 = 499 \text{ МПа [2, С.5]};$$

$$\sigma_{F \text{ lim B } 5}^{\circ} = 1,75 \cdot H_5 = 1,75 \cdot 248 = 434 \text{ МПа} .$$

$$[S_F]_{4,5} = 1,7 \text{ [2, С.5]}.$$

$$Y_{N4} = q_F \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim B } 4}}{N_{FE4}}} = 6 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{205,8 \cdot 10^6}} = 0,52, \text{ принимаем } 1;$$

$$Y_{N5} = q_F \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim B } 5}}{N_{FE5}}} = 6 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{68,4 \cdot 10^6}} = 0,62, \text{ принимаем } 1.$$

$q_F = 6$ для стальных колес с нешлифованной переходной поверхностью [2, С.17].

$$N_{F \text{ lim B } 4} = N_{F \text{ lim B } 5} = 4 \cdot 10^6 \text{ циклов [2, С.17]}.$$

$N_{FE4} = N_{HE4}$ и $N_{FE5} = N_{HE5}$ при постоянном режиме нагружения, так как

$$\mu_F = \mu_H = 1 \text{ [2, С.7]}.$$

$Y_R = 1$ [2, С.16] для неполированных зубьев .

$$Y_{X4} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_4 = 1,05 - 0,000125 \cdot 48,20 = 1,044 ;$$

$$Y_{X5} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_5 = 1,05 - 0,000125 \cdot 144,6 = 1,032 .$$

$Y_A = 1$ [2, С.16] при одностороннем приложении нагрузки .

$Y_Z = 1$ [2, С.16] для поковок .

$Y_{g4} = Y_{g5} = 1$ [2, С.17], если переходная поверхность шлифуется .

$Y_{d4} = Y_{d5} = 1$, если переходная поверхность не подвергается деформационному упрочнению.

$$[\sigma_F]_4 = \frac{499 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,044 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 306 \text{ МПа}; [\sigma_F]_5 = \frac{434 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,032 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 264 \text{ МПа}.$$

18) Проверка сопротивления зубьев усталости при изгибе

$$\sigma_{F4} = 55 \text{ МПа} < [\sigma_F]_4 = 306 \text{ МПа}; \quad \sigma_{F5} = 62 \text{ МПа} < [\sigma_F]_5 = 264 \text{ МПа}.$$

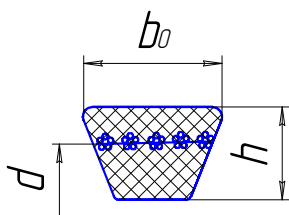
Сопротивление зубьев усталости при изгибе обеспечивается . Усталостной поломки зубьев в пределах расчетного срока службы не будет.

3.2 Расчет клиноременной передачи

Исходные данные:

- мощность на меньшем шкиве $N_2 = 1256$ Вт ;
- угловая скорость меньшего шкива $\omega_2 = 73,3$ рад / с ;
- передаточное отношение ременной передачи $i_{2-3} = 2,04$;
- работа передачи односменная ;
- режим работы тяжелый (значительные колебания нагрузки, кратковременные нагрузки до 200% от номинальной).

1) Выбираем профиль ремня " 0 " [3, С.7]



$$h = 6 \text{ мм}, \quad b_0 = 10 \text{ мм}, \quad d_{2 \text{ min}} = 63 \text{ мм} [3, \text{С.7}].$$

$$\text{Площадь поперечного сечения } A = 47 \text{ мм}^2$$

Рисунок 3.1

2) Выбираем расчетный диаметр меньшего шкива

$$d_2 = 90 \text{ мм} > d_{2 \text{ min}} = 63 \text{ мм} [3, \text{С.9}].$$

3) Определяем диаметр большего шкива

$$d_3 = d_2 \cdot i_{2-3} \cdot (1 - \varepsilon) = 90 \cdot 2,04 \cdot (1 - 0,01) = 181,8 \text{ мм},$$

где ε – коэффициент относительного проскальзывания .

$$\text{Принимаем } d_{3 \text{ ГОСТ}} = 180 \text{ мм} [3, \text{С.10}].$$

4) Проверяем отклонение передаточного отношения от заданного

$$i_{\text{ФАКТ}} = \frac{d_{3 \text{ ГОСТ}}}{d_{2 \text{ ГОСТ}} \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{180}{90 \cdot (1 - 0,01)} = 2,02.$$

$$\Delta i = \frac{i_{2-3} - i_{\text{ФАКТ}}}{i_{2-3}} \cdot 100\% = \frac{2,04 - 2,02}{2,04} \cdot 100\% = 0,98\%. \quad \Delta i = 0,98\% < [\Delta i] = 3\%.$$

5) Назначаем межосевое расстояние a

$$a_{\text{max}} = 2 \cdot (d_2 + d_3) = 2 \cdot (90 + 180) = 540 \text{ мм};$$

$$a_{\text{min}} = 0,55 \cdot (d_2 + d_3) + h = 0,55 \cdot (90 + 180) + 6 = 155 \text{ мм};$$

Принимаем $a = 450$ мм из условия, чтобы между двигателем и редуктором можно было разместить натяжное устройство (винт с упором на раме).

6) Определяем длину ремня

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_3)}{2} + \frac{(d_3 - d_2)^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 450 + \frac{3,14 \cdot (90 + 180)}{2} + \frac{(180 - 90)^2}{4 \cdot 450} = 1329 \text{ мм}.$$

$$\text{Принимаем } L^{\text{ГОСТ}} = 1400 \text{ мм} [3, \text{С.11}].$$

7) Уточняем межосевое расстояние

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot L - \pi \cdot (d_3 + d_2) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi(d_3 + d_2)]^2 - 8 \cdot (d_3 - d_2)^2} \right\} =$$

$$\frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot 1400 - 3,14 \cdot (180 + 90) + \sqrt{[2 \cdot 1400 - 3,14(180 + 90)]^2 - 8 \cdot (180 - 90)^2} \right\} = 486 \text{ мм} .$$

8) Определяем угол обхвата на меньшем шкиве

$$\alpha_2 = 180^\circ - \frac{d_3 - d_2}{a} \cdot 57,3^\circ = 180^\circ - \frac{180 - 90}{486} \cdot 57,3^\circ = 169^\circ .$$

$$\alpha_2 = 169^\circ > [\alpha] = 120^\circ .$$

9) Косвенно проверяем долговечность ремня (сопротивление усталости при изгибе) по частоте пробега точки ремня мимо меньшего шкива

$$v = \frac{V}{L} = \frac{3,3}{1,4} = 2,4 \text{ с}^{-1} ,$$

где $V = \omega_2 \cdot d_2 / 2 = 73,3 \cdot 0,09 / 2 = 3,3 \text{ м / с}$ - окружная скорость ремня .

$v = 2,4 \text{ с}^{-1} < [v] = 10 \text{ с}^{-1}$ [3, С.10] . Долговечность ремня обеспечивается.

10) Определяем мощность, передаваемую одним ремнем из условия тяговой способности

При $n_2 = 700 \text{ об / мин}$ $d_{2 \min} = 63 \text{ мм}$ $i > 3$ $N_0' = 0,3 \text{ кВт / шт}$ [3, С.12] .
 При $n_2 = 700 \text{ об / мин}$ $d_2 = 90 \text{ мм}$ $i < 3$

$$N_0 = 0,9 \cdot N_0' \cdot (d_2 / d_{2 \min}) = 0,9 \cdot 0,3 \cdot 90 / 63 = 0,386 \text{ кВт / шт} .$$

11) Определяем число ремней из условия тяговой способности (прочности сцепления ремня со шкивом)

$$z \geq \frac{N_2 \cdot C_p}{N_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z} = \frac{1256 \cdot 1,2}{386 \cdot 1,01 \cdot 0,98 \cdot 0,9} = 4,4 \approx 5 \text{ ремней} ,$$

где C_p - коэффициент динамичности нагрузки;

C_L - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня [3, С.11];

C_α - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность [3, С.13];

C_z - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями в комплекте [3, С.13] .

12) Ориентировочная долговечность ремня

$$L_h \approx L_{h \text{ ср}} \cdot K_1 \cdot K_2 = 2000 \cdot 1 \cdot 0,75 = 1500 \text{ часов} ,$$

где $L_{h \text{ ср}}$ - ресурс наработки при среднем режиме нагружения ремня [3, С.14];

K_1 - коэффициент режима нагружения. При $C_p = 1,2$ $K_1 = 1$ [3, С.14];

K_2 - коэффициент климатических условий . $K_2 = 0,75$ для зон с холодным климатом [3, С.14] .

3.3 Расчет передачи с роликовой цепью

Исходные данные:

- крутящий момент на меньшей звездочке $T_6 = 93,74 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- частота вращения меньшей звездочки $n_6 = 114 \text{ об / мин}$;
- передаточное число цепной передачи $u = 3$;
- цепь однорядная ;
- нагрузка толчкообразная ;
- регулировка натяжения передвиганием опор ;
- передача горизонтальная ;
- смазка периодическая ;
- работа односменная .

1) Определяем приближенное значение шага цепи

$$P \approx 4,5 \sqrt[3]{\frac{T_6}{m_p}} = 4,5 \sqrt[3]{\frac{93,74}{1}} = 20,4 \text{ мм},$$

где m_p – коэффициент, учитывающий рядность цепи [4, С.7].

2) Выбираем стандартную роликовую цепь

Цепь ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568 – 75 [4, С.17].

Шаг цепи $P = 19,05 \text{ мм}$. Площадь проекции опорной поверхности шарнира цепи $A = 105,8 \text{ мм}^2$. Разрушающая нагрузка $F_{\text{разр}} = 31,8 \text{ кН}$. Масса одного метра цепи $q = 1,9 \text{ кг / м}$ [4, С. 17].

3) Числа зубьев звездочек

$$z_6 = 29 - 2 \cdot u = 29 - 2 \cdot 3 = 23, \text{ принимаем } 22 [4, \text{ С.7}];$$

$$z_7 = z_6 \cdot u = 22 \cdot 3 = 66 < z_{\text{max}} = 100.$$

4) Частота вращения малой звездочки не превышает допустимых значений, приведенных в таблице 2.1 [4, С.8]: $n_6 = 114 \text{ об / мин} < [n_6] = 1492 \text{ об / мин}$.

5) Задаем межосевое расстояние

$a_{\text{ПРЕД}} = (30 \dots 50) P = (30 \dots 50) \cdot 19,05 = 571 \dots 952 \text{ мм}$. Принимаем $a = 800 \text{ мм}$.

6) Число звеньев цепи

$$z_0 = \frac{2 \cdot a}{P} + \frac{z_7 + z_6}{2} + \left(\frac{z_7 - z_6}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{P}{a} = \frac{2 \cdot 800}{19,5} + \frac{66 + 22}{2} + \left(\frac{66 - 22}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{800} = 129,2.$$

Принимаем $z_0 = 130$ [4, С.8].

7) Уточняем межосевое расстояние

$$a = \frac{P}{4} \cdot \left[z_0 - \frac{z_7 + z_6}{2} + \sqrt{\left(z_0 - \frac{z_7 + z_6}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_7 - z_6}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{19,05}{4} \cdot \left[130 - \frac{66 + 22}{2} + \sqrt{\left(130 - \frac{66 + 22}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{66 - 22}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 808 \text{ мм}.$$

8) Делительные диаметры звездочек

$$d_6 = \frac{P}{\sin \frac{\pi}{z_6}} = \frac{19,05}{\sin \frac{3,14}{22}} = 133,86 \text{ мм}, \quad d_7 = \frac{P}{\sin \frac{\pi}{z_7}} = \frac{19,05}{\sin \frac{3,14}{66}} = 400,36 \text{ мм}.$$

9) Оценка долговечности цепи по частоте ударов звена цепи о звездочки

$$U = \frac{z_6 \cdot n_6}{30 \cdot z_0} = \frac{22 \cdot 114}{30 \cdot 130} = 0,64 \text{ с}^{-1}. \quad U = 0,64 \text{ с}^{-1} < [U] = 18 \text{ с}^{-1} \text{ [4, С.8]}.$$

Долговечность цепи обеспечивается.

10) Окружная сила на звездочке

$$F_t = \frac{2 T_6}{d_6} = \frac{2 \cdot 93740}{133,86} = 1401 \text{ Н}.$$

11) Коэффициент эксплуатации цепи [4,С.9]

$$K_э = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 = 1,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 = 1,95,$$

где K_1 - коэффициент динамичности нагрузки ;

K_2 - коэффициент, учитывающий способ натяжения цепи ;

K_3 - коэффициент, учитывающий величину межосевого расстояния ;

K_4 - коэффициент, учитывающий наклон передачи ;

K_5 - коэффициент, учитывающий способ смазки цепи ;

K_6 - коэффициент, учитывающий влияние сменности работы передачи .

12) Допускаемое давление в шарнире цепи из условия износостойкости шарнира цепи [4, С.10]. При $n_6 = 114$ об / мин и $P = 19,05$ мм $[p] = 32$ МПа.

13) Расчетное давление в шарнире цепи

$$p = \frac{F_t \cdot K_э}{A} = \frac{1401 \cdot 1,95}{105,8} = 26 \text{ МПа}; \quad p = 26 \text{ МПа} < [p] = 32 \text{ МПа}.$$

Износостойкость шарнира цепи обеспечивается.

14) Общее натяжение цепи

$$F_{\text{общ}} = F_t \cdot K_1 + F_f + F_V = 1401 \cdot 1,3 + 90,3 + 1,2 = 1913 \text{ Н},$$

где F_f - натяжение от собственного веса цепи ;

F_V - натяжение цепи от действия центробежных сил .

$$F_f = q \cdot a \cdot g \cdot K_f = 1,9 \cdot 0,808 \cdot 9,8 \cdot 6 = 90,3 \text{ Н},$$

где K_f - коэффициент, зависящий от положения линии центров звездочек [4,С.15];

g - ускорение свободного падения .

$$F_V = q \cdot V^2 = 1,9 \cdot 0,8^2 = 1,2 \text{ Н},$$

где V - средняя скорость цепи . $V = \frac{P \cdot z_6 \cdot n_6}{60000} = \frac{19,05 \cdot 22 \cdot 114}{60000} = 0,8 \text{ м/с}.$

15) Запас прочности цепи на разрушение

$$S = \frac{F_{\text{разр}}}{F_{\text{общ}}} = \frac{31,8}{1,913} = 16,6 > [S] = 7,5 \text{ [4, С.11]}.$$

Прочность цепи на разрыв обеспечивается .

16) Нагрузка на вал от звездочки цепной передачи

$$F_B = F_t \cdot K_B = 1401 \cdot 1,3 = 1821 \text{ Н}.$$

4 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЕ (ОРИЕНТИРОВОЧНЫЕ) РАСЧЕТЫ ВАЛОВ I И II

Валы предполагается изготовить из стали 45 с термообработкой "улучшение" $\sigma_b = 880$ МПа, $[\tau_{кр}]_{II}^{Ст45} = 130$ МПа .

$$d_I \approx \sqrt[3]{\frac{T_4}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]_{II}^{Ст45}}} = \sqrt[3]{\frac{32869}{0,2 \cdot 25}} = 18,7 \text{ мм};$$

$$d_{II} \approx \sqrt[3]{\frac{T_5}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]_{II}^{Ст45}}} = \sqrt[3]{\frac{94658}{0,2 \cdot 25}} = 26,6 \text{ мм},$$

где $[\tau_{кр}]_{II}^{Ст45}$ - допускаемое напряжение кручения для материала вала, заниженное в 5...6 раз для учета влияния изгибающих моментов.

Принимаем для I вала :

d под подшипниками = 20 мм ;

d под шкивом = 16 мм ;

d под колесом = 21 мм .

Для II вала :

d под подшипниками = 30 мм ;

d под колесом = 32 мм ;

d под звездочкой = 24 мм .

5 ВЫБОР СПОСОБА И ТИПА СМАЗКИ ПОДШИПНИКОВ И ПЕРЕДАЧ

Так как окружная скорость колеса, погруженного в масло, $V_5 = 0,87$ м / с меньше 15 м / с , для смазки зубчатой передачи применяем картерную систему смазки (окунанием большего колеса в масло).

Так как окружная скорость колеса $V_5 = 0,87$ м / с меньше 1 м / с, этой скорости недостаточно для образования внутри корпуса редуктора масляного тумана, поэтому подшипники будут смазываться консистентной смазкой, закладываемой в полость опоры под крышки подшипников. Для исключения смывания смазки брызгами масла, с внутренней стороны, полости опор будут закрываться мазеудерживающими дисками. В качестве пластичного материала принимаем ЦИАТИМ 201.

При скорости $V_5 = 0,87$ м / с и контактных напряжениях $\sigma_H = 447$ МПа, согласно [5, С. 130], рекомендуемая вязкость масла равна $34 \cdot 10^{-6}$ м² / с. Такой вязкостью обладает масло Индустриальное И – 30 А .

6 ПЕРВАЯ ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

6.1 Определение толщины стенки корпуса редуктора

Толщина стенки основания чугунного корпуса редуктора [1, С.22]

$$\delta = 0,025 \cdot a + 1 = 0,025 \cdot 96,4 + 1 = 3,4 \text{ мм},$$

где a - межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи .

Из технологических соображений принимаем $\delta = 8 \text{ мм}$.

Толщина стенки крышки корпуса $\delta_1 = 0,9 \cdot \delta = 0,9 \cdot 8 = 7,2 \text{ мм}$.

6.2 Определение диаметров болтов: фундаментных, в бобышках у подшипников, на тонких фланцах в разъеме корпуса

Диаметр фундаментных болтов [1, С.22]

$$d_1 \geq 0,03 \cdot a + 12 = 0,03 \cdot 96,4 + 12 = 14,9 \text{ мм}, \text{ принимаем } d_1^{\text{ГОСТ}} \text{ М16.}$$

Диаметр болтов, стягивающих бобышки крышки и основания корпуса у подшипников $d_2 \geq 0,7 \cdot d_1 = 0,7 \cdot 14,9 = 10,4 \text{ мм}$, принимаем $d_2^{\text{ГОСТ}} \text{ М12}$.

Диаметр болтов, скрепляющих тонкие фланцы основания корпуса и крышки $d_3 \geq 0,5 \cdot d_1 = 0,5 \cdot 14,9 = 7,45 \text{ мм}$, принимаем $d_3^{\text{ГОСТ}} \text{ М8}$.

Толщина фланца под фундаментные болты d_1

$$h_1 = 2,35 \cdot \delta = 2,35 \cdot 8 = 18,8 \approx 19 \text{ мм}.$$

Ширина фланца под болты d_1 $K_1 = 39 \text{ мм}$ [1, С.22] .

Толщина тонких фланцев под болты d_3

$$h_3 = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}; \quad h_3' = 1,5 \cdot \delta_1 = 1,5 \cdot 7,2 = 11 \text{ мм};$$

Ширина фланцев под болты d_3 $K_3 = 25 \text{ мм}$ [1, С.22] .

Ширина бобышки под болты d_2 $K_2 = 33 \text{ мм}$. С возвышением шлифуемой поверхности над литой $K_2^1 = K_2 + 4 \text{ мм} = 33 + 4 = 37 \text{ мм}$.

6.3 Определение размеров крышек подшипников [1, С.24]

Таблица 6.1 – Размеры крышек подшипников

Диаметр отверстия в корпусе под подшипник D , мм	52	62
Диаметр винта крышки, мм	6	6
Количество винтов крышки, шт	4	4
Толщина фланца крышки, мм	6	6
Ширина фланца крышки, мм	12	12

7 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЕ (ПРИБЛИЖЕННЫЕ) РАСЧЕТЫ ВАЛОВ I И II

I вал :

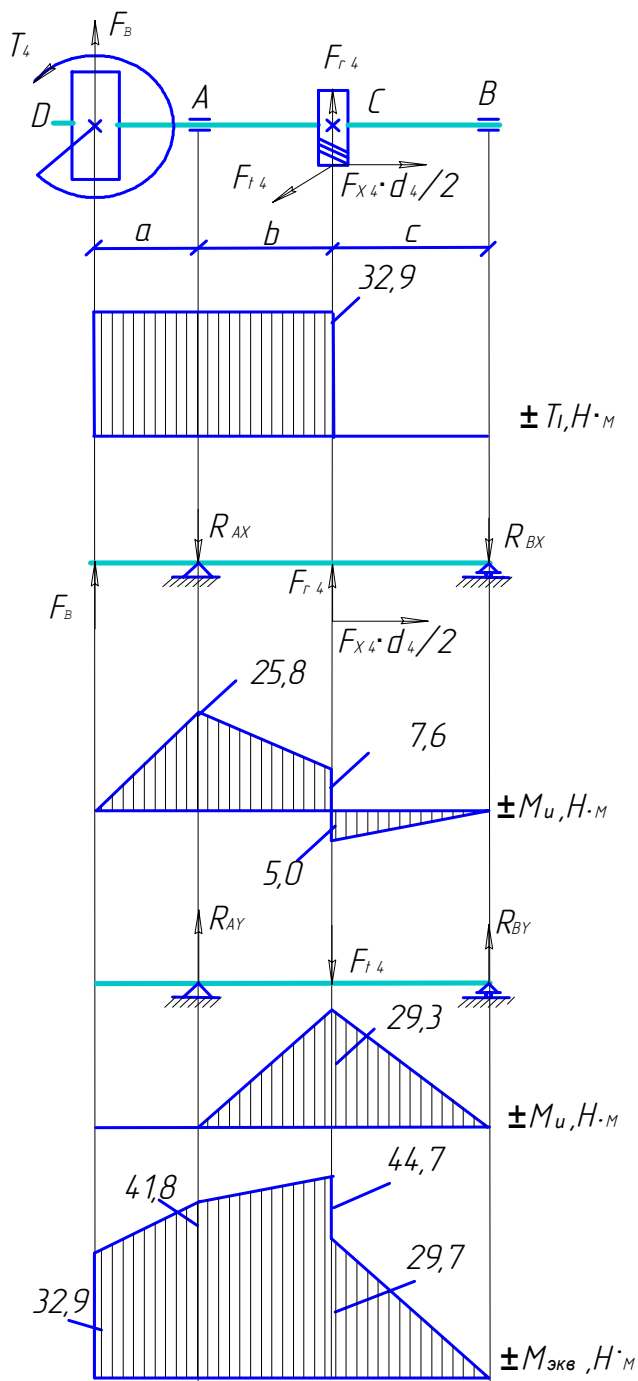


Рисунок 7.1

 $a = 46 \text{ мм}, b = 44 \text{ мм}, c = 42 \text{ мм}.$

Радиальная нагрузка от шкива
ременной передачи

$$F_B = 2 \sigma_0 \cdot A \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha}{2} =$$

$$= 2 \cdot 1,2 \cdot 47 \cdot 5 \cdot \sin \frac{169^\circ}{2} = 560 \text{ Н},$$

где σ_0 - напряжение от предвари-

тельного натяжения ремня

(рекомендуется 1,2 МПа);

A - площадь сечения ремня, мм²;

z - число ремней;

α - угол обхвата ремня, градусы.

Усилия в зацеплении колес :

окружная сила

$$F_{t5} = F_{t4} = \frac{2 T_4}{d_4} = \frac{2 \cdot 32869}{48,2} = 1364 \text{ Н},$$

радиальная сила

$$F_{r5} = F_{r4} = F_{t4} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1364 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 21^\circ} = 532 \text{ Н},$$

осевая сила

$$F_{x5} = F_{x4} = F_{t4} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1364 \cdot \operatorname{tg} 21^\circ = 524 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_{AX} = 0; \quad R_{BX} (b + c) -$$

$$- F_{x4} \frac{d_4}{2} - F_{r4} \cdot b + F_B \cdot a = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{F_{x4} \frac{d_4}{2} + F_{r4} \cdot b - F_B \cdot a}{b + c} =$$

$$= \frac{524 \cdot \frac{48,2}{2} + 532 \cdot 44 - 560 \cdot 46}{44 + 42} = 119,5 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_{BX} = 0; \quad F_B (a + b + c) - R_{AX} (b + c) + F_{r4} \cdot c - F_{X4} \frac{d_4}{2} = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_B (a + b + c) + F_{r4} \cdot c - F_{X4} \frac{d_4}{2}}{b + c} = \frac{560(46 + 44 + 42) + 532 \cdot 42 - 524 \frac{48,2}{2}}{44 + 42} = 972,5 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_{AY} = 0; \quad -R_{BY} (b+c) + F_{t4} \cdot b = 0; \quad R_{BY} = \frac{F_{t4} \cdot b}{b + c} = \frac{1364 \cdot 44}{44 + 42} = 697,9 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_{BY} = 0; \quad R_{AY} (b+c) - F_{t4} \cdot c = 0; \quad R_{AY} = \frac{F_{t4} \cdot c}{b + c} = \frac{1364 \cdot 42}{44 + 42} = 666,1 \text{ Н.}$$

$$M_{AX} = F_B \cdot a = 560 \cdot 46 = 25,76 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{CX}^I = F_B (a+b) - R_{AX} \cdot b = 560 (46+44) - 972,5 \cdot 44 = 7,61 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{CX}^{II} = -R_{BX} \cdot c = -119,5 \cdot 42 = -5,02 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{CY} = R_{AY} \cdot b = 666,1 \cdot 44 = 29,31 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{T_I^2 + (M_{II}^I)^2 + (M_{II}^B)^2};$$

$$M_{\text{ЭКВ D}} = \sqrt{32,869^2 + 0^2 + 0^2} = 32,869 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\text{ЭКВ A}} = \sqrt{32,869^2 + 25,76^2 + 0^2} = 41,76 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\text{ЭКВ C}}^I = \sqrt{32,869^2 + 7,61^2 + 29,31^2} = 44,69 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\text{ЭКВ C}}^{II} = \sqrt{0^2 + 5,02^2 + 29,31^2} = 29,74 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вал предполагается изготовить из стали 45 с термообработкой "улучшение". $\sigma_B = 880$ МПа. Допускаемое напряжение изгиба при симметричном цикле изменения напряжений

$$[\sigma_{II}]_{III} = \frac{\sigma_B}{11} = \frac{880}{11} = 80 \text{ МПа.}$$

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{T_4}{0,2 [\tau_{KP}]_{II}}} = \sqrt[3]{\frac{32869}{0,2 \cdot 130}} = 10,8 \text{ мм};$$

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ A}}}{0,1 [\sigma_{II}]_{III}}} = \sqrt[3]{\frac{41760}{0,1 \cdot 80}} = 17,3 \text{ мм};$$

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ C}}}{0,1 [\sigma_{II}]_{III}}} = \sqrt[3]{\frac{44690}{0,1 \cdot 80}} = 17,7 \text{ мм}.$$

Окончательно принимаем: $d_A = d_B = d_{\text{подш}} = 20 \text{ мм};$
 $d_C = 21 \text{ мм};$
 $d_D = 16 \text{ мм}.$

II вал

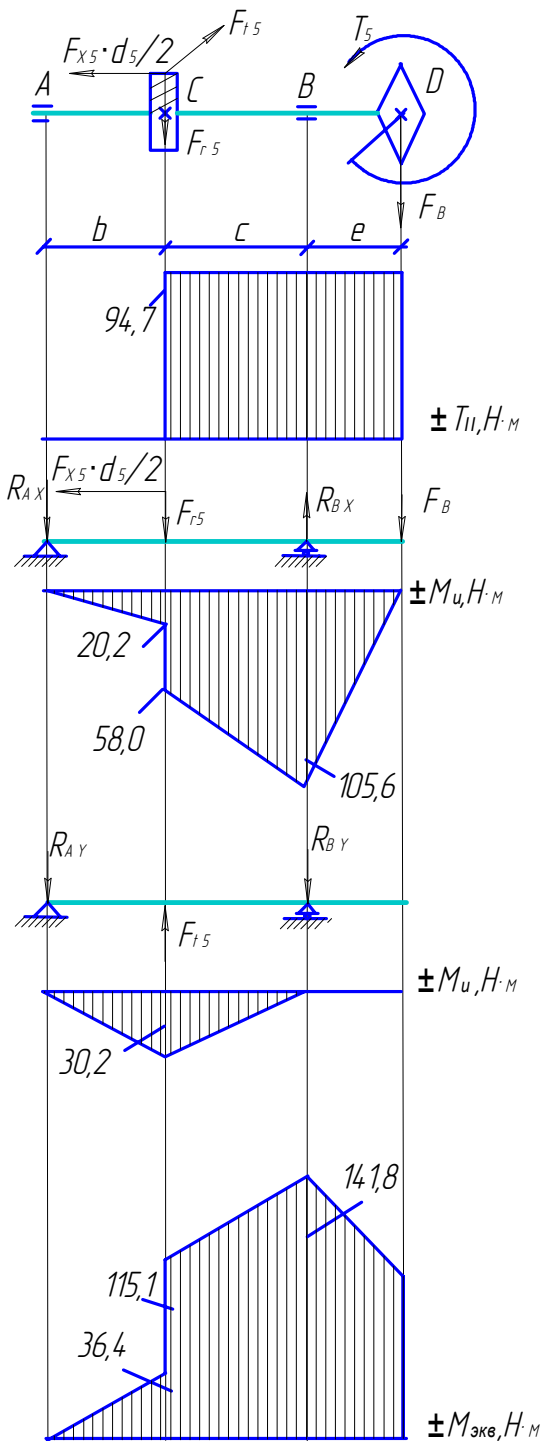


Рисунок 7.2

$$b = 42 \text{ мм}, c = 47 \text{ мм}, e = 58 \text{ мм}.$$

$$F_{t5} = F_{t4} = 1364 \text{ Н};$$

$$F_{r5} = F_{r4} = 532 \text{ Н};$$

$$F_{X5} = F_{X4} = 524 \text{ Н};$$

$$F_B = 1821 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_{AX} = 0;$$

$$F_B(b + c + e) - R_{BX}(b + c) + F_{r5} \cdot b - F_{X5} \cdot \frac{d_5}{2} = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{F_B(b + c + e) + F_{r5} \cdot b - F_{X5} \frac{d_5}{2}}{b + c} =$$

$$= \frac{1821 \cdot (42 + 47 + 58) + 532 \cdot 42 - 524 \frac{144,6}{2}}{42 + 47} =$$

$$= 2833,1 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_{BX} = 0;$$

$$-R_{AX}(b + c) - F_{X5} \frac{d_5}{2} - F_{r5} \cdot c + F_B \cdot e = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_B \cdot e - F_{X5} \frac{d_5}{2} - F_{r5} \cdot c}{b + c} =$$

$$= \frac{1821 \cdot 58 - 524 \frac{144,6}{2} - 524 \cdot 47}{42 + 47} = 480,1 \text{ Н}.$$

$$M_{CX}^I = -R_{AX} \cdot b = -480,1 \cdot 42 = -20,16 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{BX} = -F_B \cdot e = -1821 \cdot 58 = -105,62 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{CX}^{II} = -F_B(c + e) + R_{BX} \cdot c =$$

$$= -1821(58 + 47) + 2833,1 \cdot 47 = -58,05 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$\Sigma M_{AY} = 0; \quad R_{BY} \cdot (b + c) - F_{t5} \cdot b = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{F_{t5} \cdot b}{b + c} = \frac{1364 \cdot 42}{42 + 47} = 643,7 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_{BY} = 0; \quad -R_{AY}(b + c) + F_{t5} \cdot c = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{F_{t5} \cdot c}{b + c} = \frac{1364 \cdot 47}{42 + 47} = 720,3 \text{ Н}.$$

$$M_{CY} = -R_{AY} \cdot b = -720,3 \cdot 42 = -30,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{T_{\text{II}}^2 + (M_{\text{II}}^{\Gamma})^2 + (M_{\text{II}}^{\text{B}})^2};$$

$$M_{\text{ЭКВ C}}^{\text{Л}} = \sqrt{0^2 + 20,16^2 + 30,25^2} = 36,35 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ЭКВ C}}^{\text{П}} = \sqrt{94,66^2 + 58,05^2 + 30,25^2} = 115,09 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ЭКВ B}} = \sqrt{94,66^2 + 105,62^2 + 0^2} = 141,83 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Вал предполагается изготовить из стали 45, термообработка " улучшение ".
 $\sigma_{\text{B}} = 880 \text{ МПа}$.

$$[\sigma_{\text{И}}]_{\text{III}} = \frac{\sigma_{\text{B}}}{11} = \frac{880}{11} = 80 \text{ МПа}.$$

$$d_{\text{C}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ C}}}{0,1 \cdot [\sigma_{\text{И}}]_{\text{III}}}} = \sqrt[3]{\frac{115090}{0,1 \cdot 80}} = 24,3 \text{ мм};$$

$$d_{\text{B}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ B}}}{0,1 \cdot [\sigma_{\text{И}}]_{\text{III}}}} = \sqrt[3]{\frac{141830}{0,1 \cdot 80}} = 26,1 \text{ мм};$$

$$d_{\text{D}} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{\text{II}}}{0,2 \cdot [\tau_{\text{КР}}]_{\text{III}}}} = \sqrt[3]{\frac{94660}{0,2 \cdot 130}} = 15,4 \text{ мм};$$

Ориентируясь на нормальный ряд линейных размеров и стандартные диаметры подшипников [1, С.22] , а также, учитывая необходимость обеспечения прочности шпонки и долговечности подшипников, окончательно принимаем:

$$d_{\text{B}} = d_{\text{A}} = d_{\text{ПОДШ}} = 30 \text{ мм};$$

$$d_{\text{C}} = 32 \text{ мм};$$

$$d_{\text{D}} = 24 \text{ мм}.$$

8 ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ НА ВАЛЫ I И II

Исходные данные для подбора подшипников на I вал:

$$R_{\text{A}} = \sqrt{R_{\text{AX}}^2 + R_{\text{AY}}^2} = \sqrt{972,5^2 + 666,1^2} = 1179 \text{ Н};$$

$$R_{\text{B}} = \sqrt{R_{\text{BX}}^2 + R_{\text{BY}}^2} = \sqrt{119,5^2 + 697,9^2} = 708 \text{ Н};$$

$$F_{\text{X4}} = 524 \text{ Н}; d_{\text{II}} = 20 \text{ мм}; n_{\text{I}} = 343 \text{ об/мин}; L^{\text{треб}}_{\text{h}} = 10000 \text{ ч}.$$

Предполагается установить подшипники шариковые радиально-упорные:
 Подшипник 46304 ГОСТ 831-75. $C^{\text{КАТ}} = 17,8 \text{ кН}$; $e = 0,68$; $X = 0,41$; $Y = 0,87$.

Размеры подшипника: $d_{\text{II}} = 30 \text{ мм}$, $D = 52 \text{ мм}$, $B = 15 \text{ мм}$, $T = 15 \text{ мм}$ [6, С.195].

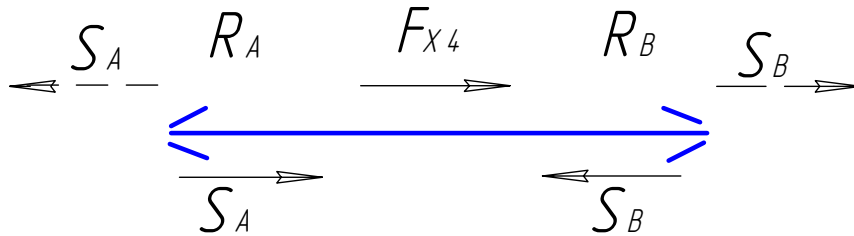


Рисунок 8.1

Внутреннее осевое усилие в радиально-упорном подшипнике, возникающее от действия радиальной : $S_A = e \cdot R_A = 0,68 \cdot 1179 = 802$ Н;
 $S_B = e \cdot R_B = 0,68 \cdot 708 = 481$ Н.

Осевые нагрузки на подшипники:

Так как $F_{X4} + S_A > S_B$ - вал упрется в опору В и

$$F_{aA} = S_A = 802 \text{ Н}; \quad F_{aB} = S_B' - S_B + F_{X4} + S_A = F_{X4} + S_A = 524 + 802 = 1326 \text{ Н}.$$

$$\text{Так как } \frac{F_{aA}}{V \cdot R_A} = \frac{802}{1 \cdot 1179} = 0,68 < e \quad X_A = 1 \quad Y_A = 0 \quad [6, \text{С.196}].$$

$$\text{Так как } \frac{F_{aB}}{V \cdot R_B} = \frac{1326}{1 \cdot 708} = 1,87 > e \quad X_B = 0,41 \quad Y_B = 0,87.$$

Эквивалентные динамические нагрузки на подшипники:

$$P_A = (V \cdot X_A \cdot R_A + Y_A \cdot F_{aA}) \cdot K_\delta \cdot K_t \cdot K_E = (1 \cdot 1 \cdot 1179 + 0 \cdot 802) \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 2122 \text{ Н},$$

где V - коэффициент вращения кольца подшипника;

X, Y - коэффициенты приведения осевой F_a и радиальной R нагрузок к эквивалентной радиальной P ;

K_δ - коэффициент безопасности [6, С.44];

K_t - коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника [6, С.44];

K_E - коэффициент эквивалентности нагрузки. При постоянном режиме нагружения $K_E = 1$.

$$P_B = (V \cdot X_B \cdot R_B + Y_B \cdot F_{aB}) \cdot K_\delta \cdot K_t \cdot K_E = (1 \cdot 0,41 \cdot 708 + 0,87 \cdot 1326) \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 2599 \text{ Н},$$

Долговечность более нагруженного подшипника В в млн. оборотов:

$$L^{\text{ФАКТ}} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C^{\text{КАТ}}}{P_B} \right)^q = 1 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{17,8}{2,599} \right)^3 = 257 \text{ млн. об.},$$

где a_1 - коэффициент надежности. При 90% вероятности надежной работы подшипника $a_1 = 1$ [6, С.41];

a_{23} - коэффициент, учитывающий условия эксплуатации и особые свойства материала подшипника [6, С.41];

q - показатель степени кривой усталости. Для шариковых подшипников $q = 3$ [6, С.41];

Долговечность более нагруженного подшипника В в часах:

$$L_h^{\text{ФАКТ}} = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_I} = \frac{257 \cdot 10^6}{60 \cdot 343} = 12488 \text{ часов.}$$

$$L_h^{\text{ФАКТ}} = 12488 \text{ часов} > L_h^{\text{треб}} = 10000 \text{ часов.}$$

Следовательно, долговечность подшипников 46304 обеспечивается.

Исходные данные для подбора подшипников на II вал:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{480,1^2 + 720,3^2} = 866 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{2833,2^2 + 643,7^2} = 2905 \text{ Н;}$$

$$F_{X5} = 524 \text{ Н; } d_{II} = 30 \text{ мм; } n_{II} = 114 \text{ об/мин; } L_h^{\text{треб}} = 10000 \text{ часов.}$$

Предполагается установить подшипники шариковые радиально-упорные: Подшипник 46206 ГОСТ 831-75. $C^{\text{КАТ}} = 21,9 \text{ кН; } e = 0,68; X = 0,41; Y = 0,87$.
Размеры подшипника: $d_{II} = 30 \text{ мм, } D = 62 \text{ мм, } B = 16 \text{ мм}$ [6, С.195].

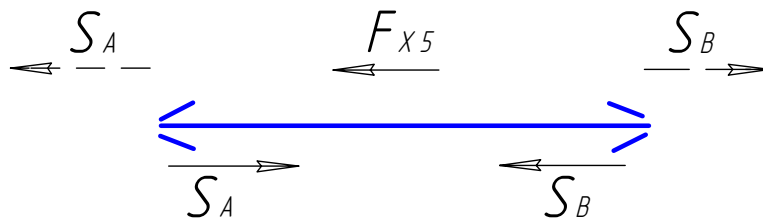


Рисунок 8.2

$$S_A = e \cdot R_A = 0,68 \cdot 865 = 588 \text{ Н; } S_B = e \cdot R_B = 0,68 \cdot 2905 = 1975 \text{ Н.}$$

Так как $F_{X5} + S_B > S_A$ - вал упрется в опору А и

$$F_{aA} = S_A' - S_A + S_B + F_{X5} = S_B + F_{X5} = 1975 + 524 = 2499 \text{ Н;}$$

$$F_{aB} = S_B = 1975 \text{ Н.}$$

$$\text{Так как } \frac{F_{aA}}{V \cdot R_A} = \frac{2499}{1 \cdot 866} = 2,9 > e \quad X_A = 0,41; \quad Y_A = 0,87.$$

$$\text{Так как } \frac{F_{aB}}{V \cdot R_B} = \frac{1975}{1 \cdot 2905} = 0,68 \leq e \quad X_B = 1; \quad Y_B = 0.$$

$$P_A = (V \cdot X_A \cdot R_A + Y_A \cdot F_{aA}) \cdot K_\delta \cdot K_t \cdot K_E = (1 \cdot 0,41 \cdot 865 + 0,87 \cdot 2499) \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 4552 \text{ Н;}$$

$$P_B = (V \cdot X_B \cdot R_B + Y_B \cdot F_{aB}) \cdot K_\delta \cdot K_t \cdot K_E = (1 \cdot 1 \cdot 2905 + 0 \cdot 1975) \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 5229 \text{ Н.}$$

$$L^{\text{ФАКТ}} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C^{\text{КАТ}}}{P_B} \right)^q = 1 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{21,9}{5,229} \right)^3 = 73,5 \text{ млн. об;}$$

$$L_h^{\text{ФАКТ}} = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_{II}} = \frac{73,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 114} = 10746 \text{ часов.}$$

Так как $L_h^{\text{ФАКТ}} = 10746 \text{ часов} > L_h^{\text{ТРЕБ}} = 10000 \text{ часов}$ долговечность предложенных подшипников обеспечивается.

9 РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

На I вал (под шкивом):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 T_3}{d_D \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 33203}{16 \cdot 20 \cdot (5 - 3)} = 104 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]_{\text{II}} = 120 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{\text{см}}$, $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{II}}$ - фактические и допускаемые [7, С.74] напряжения смятия, МПа;

d_D - диаметр вала в сечении D, мм;

l_p - рабочая длина призматической шпонки, мм ($l_p = l_{\text{СТ}} - 5 - b$);

h - стандартная высота шпонки [5, С.300], мм;

t_1 - глубина шпоночного паза [5, С.300], мм.

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 T_3}{d_D \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 33203}{16 \cdot 20 \cdot 5} = 42 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}]_{\text{II}} = 80 \text{ МПа},$$

где $\tau_{\text{ср}}$, $[\tau_{\text{ср}}]_{\text{II}}$ - фактические и допускаемые [7, С.74] напряжения среза, МПа ;

b - стандартная ширина шпонки [5, С.300], мм.

На I вал (под колесом):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_4}{d_C \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 32869}{21 \cdot 24 \cdot (6 - 3,5)} = 52 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]_{\text{II}};$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T_4}{d_C \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 32869}{21 \cdot 24 \cdot 6} = 22 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}]_{\text{II}}.$$

На II вал (под колесом):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_5}{d_C \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 94658}{32 \cdot 28 \cdot (8 - 5)} = 70 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]_{\text{II}};$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T_5}{d_c \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 94658}{32 \cdot 28 \cdot 10} = 22 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}]_{\text{II}}.$$

На II вал (под звездочкой):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_6}{d_D \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 93740}{24 \cdot 40 \cdot (7 - 4)} = 65 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]_{\text{II}};$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T_6}{d_D \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 93740}{24 \cdot 40 \cdot 8} = 25 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}]_{\text{II}};$$

Прочность шпонок на смятие и срез обеспечивается.

10 ПРОВЕРОЧНЫЕ (УТОЧНЕННЫЕ) РАСЧЕТЫ ВАЛОВ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

I Вал:

Напряжения в сечениях вала изменяются:

- а) напряжения изгиба по III циклу;
- б) напряжения кручения по II циклу, так как предполагаются частые пуски и остановки редуктора.

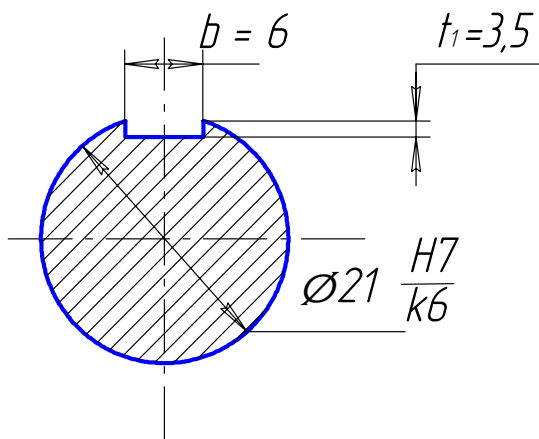


Рисунок 10.1

Сечение C (см. рисунок 7.1):

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям в сечении C

$$S_{\sigma III} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{II} \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \beta} = \frac{380}{39 \frac{2,59}{1}} = 3,8,$$

где σ_{-1} - предел выносливости, МПа [7, С.65];

σ_{II} - напряжение изгиба в сечении, МПа;

K_{σ} - эффективный коэффициент концентрации напряжения [7, С.66-69];

ε_{σ} - масштабный фактор [7, С.68];

β - коэффициент упрочнения [7, С.68].

$$\sigma_{II} = \frac{M_{\Sigma}^{\text{ис}}}{W} = \frac{30280}{773} = 39 \text{ МПа},$$

где $M_{\Sigma}^{\text{ис}}$ - суммарные напряжения изгиба в сечении, Н·мм;

W - осевой момент сопротивления сечения изгибу, мм³;

$$M_{\Sigma}^{\text{ис}} = \sqrt{(M_{\Gamma}^{\text{ис}})^2 + (M_{\text{в}}^{\text{ис}})^2} = \sqrt{7,61^2 + 29,31^2} = 30,28 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$W = 0,1 d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d} = 0,1 \cdot 21^3 - \frac{6 \cdot 3,5 \cdot (21 - 3,5)^2}{2 \cdot 21} = 773 \text{ мм}^3;$$

Концентратор 1 - шпоночный паз.

$K_{\sigma} = 1,90$; $K_{\tau} = 1,74$ [7, С.66]. $\varepsilon_{\sigma} = 0,91$; $\varepsilon_{\tau} = 0,88$ [7, С.68].

$$\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = \frac{1,90}{0,91} = 2,09; \quad \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = \frac{1,74}{0,88} = 1,98,$$

Концентратор 2 - напрессованное колесо по $\frac{H7}{k6}$

$$\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 2,59; \quad \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 1,96 \text{ [7, С.68].}$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям в сечении С

$$S_{\tau II} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_{KP}}{2} \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} + \psi_{\tau} \right)} = \frac{230}{\frac{20}{2} \left(\frac{1,98}{1} + 0,05 \right)} = 11,3,$$

где τ_{KP} - напряжение кручения в сечении, МПа;

ψ_{τ} - коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла [7, С.65].

$$\tau_{KP} = \frac{T_4}{W_{\rho}} = \frac{32869}{1699} = 20 \text{ МПа},$$

где W_{ρ} - полярный момент сопротивления сечения кручению, мм³.

$$W_{\rho} = 0,2 d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d} = 0,2 \cdot 21^3 - \frac{6 \cdot 3,5 \cdot (21 - 3,5)^2}{2 \cdot 21} = 1699 \text{ мм}^3.$$

Общий запас прочности в сечении С

$$S_C = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{3,8 \cdot 11,3}{\sqrt{3,8^2 + 11,3^2}} = 3,6 > [S] = 1,8.$$

Сопротивление усталости сечения С обеспечивается.

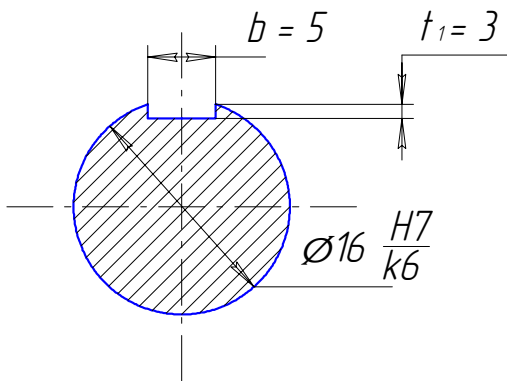


Рисунок 10.2

Сечение D (см. рисунок 7.1).

Концентратор 1 - шпоночный паз:

$K_{\tau} = 1,74$ [7, С.66]; $\varepsilon_{\tau} = 0,91$ [7, С.68].

$$\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = \frac{1,74}{0,91} = 1,91.$$

Концентратор 2 - напрессованная ступица

шкива по $\frac{H7}{k6}$

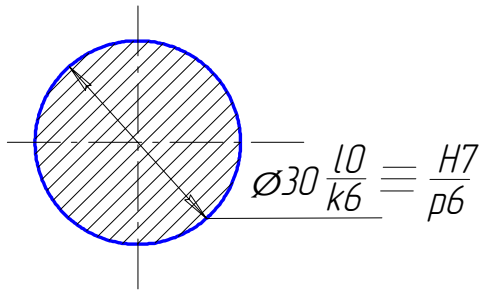
$$\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 1,96 \quad [7, С.69]$$

$$W_{\rho} = 0,2 d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d} = 0,2 \cdot 16^3 - \frac{5 \cdot 3 \cdot (16 - 3)^2}{2 \cdot 16} = 740 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_{KP} = \frac{T_4}{W_{\rho}} = \frac{32869}{740} = 44 \text{ МПа.} \quad \beta=1, \text{ так как вал не закаленный и шлифованный.}$$

$$\text{Так как } M_{\Sigma ID} = 0 \quad S_D = S_{\tau II} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_{KP}}{2} \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} + \psi_{\tau} \right)} = \frac{230}{\frac{44}{2} \left(\frac{1,96}{1} + 0,05 \right)} = 5,2 > [S] = 1,8.$$

Сопротивление усталости сечения D обеспечивается.

Вал II

Циклы изменения напряжений изгиба и кручения такие же, как на I валу.

Сечение В (см. рисунок 7.2):

Концентратор 1 - напрессованное кольцо подшипника по L0 / k6.

$$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 2,30; \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,16 [7, C.69]; \beta = 1 [7, C.68].$$

Рисунок 10.3

$$W_\rho = 0,2 d^3 =$$

$$0,2 \cdot 30^3 = 5400 \text{ мм}^3;$$

$$W = 0,1 d^3 = 0,1 \cdot 30^3 = 2700 \text{ мм}^3.$$

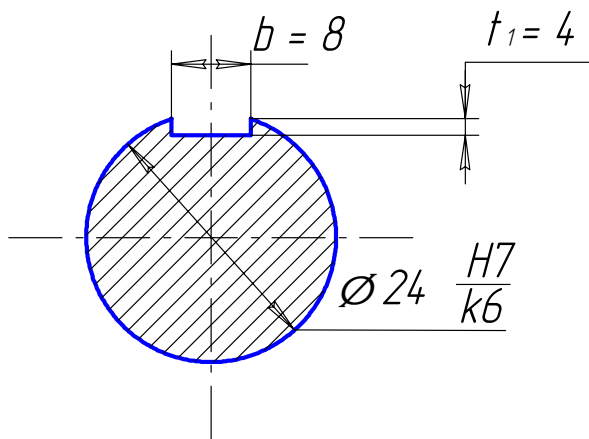
$$\tau_{\text{КР}} = \frac{T_5}{W_\rho} = \frac{94660}{5400} = 18 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{\text{ИВ}}^\Sigma}{W} = \frac{105620}{2700} = 39 \text{ МПа}.$$

$$S_{\tau \text{ II}} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_{\text{КР}}}{2} \left(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} + \psi_\tau \right)} = \frac{230}{\frac{18}{2} \left(\frac{2,30}{1} + 0,05 \right)} = 10,9; \quad S_{\sigma \text{ III}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{И}} \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta}} = \frac{380}{39 \frac{3,16}{1}} = 3,08.$$

$$S_B = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3,08 \cdot 10,9}{\sqrt{3,08^2 + 10,9^2}} = 2,96 > [S] = 1,8.$$

Сопротивление усталости сечения В обеспечивается.



Сечение D (см. рисунок 7.2)

Концентратор 1 - шпоночный паз:

$$K_\tau = 1,74 [7, C.66]; \varepsilon_\tau = 0,90 [7, C. 68].$$

$$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,74}{0,90} = 1,93$$

Концентратор 2 - напрессованная ступица звездочки по H7/k6:

$$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1,96 [7, C.69]$$

Рисунок 10.4

$$W_\rho = 0,2 d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d} = 0,2 \cdot 24^3 - \frac{8 \cdot 4 \cdot (24 - 4)^2}{2 \cdot 24} = 2498 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{T_6}{W_\rho} = \frac{93740}{2498} = 38 \text{ МПа}; \quad S_{\tau \text{ II}} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_{\text{КР}}}{2} \left(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} + \psi_\tau \right)} = \frac{230}{\frac{38}{2} \left(\frac{1,96}{1} + 0,05 \right)} = 6,0;$$

Так как $M_{\text{И}}^\Sigma D = 0$, то $S_D = S_{\tau \text{ II}} = 6,0 > [S] = 1,8$.

Сопротивление усталости сечения D обеспечивается.

11 ЗАДАНИЕ ХАРАКТЕРА СОПРЯЖЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ В РЕДУКТОРЕ

Таблица 11.1 – Таблица допусков и посадок [9].

Сопряжение	Посадка	Отклонение, мкм				Зазоры, мкм		Натяги, мкм	
		отверстия		вала		max	min	max	min
		верх- нее	ниж- нее	верх- нее	ниж- нее				
Колесо-вал	$\phi 32 \frac{H7}{k6}$	+25	0	+18	+2	23	0	18	0
Звездочка-вал	$\phi 24 \frac{H7}{k6}$	+21	0	+15	+2	19	0	15	0
Подшипник-вал	$\phi 30 \frac{L0}{k6}$	0	-10	+15	+2	-	-	25	2
Втулка-вал	$\phi 30 \frac{F8}{k6}$	+53	+20	+15	+2	51	5	-	-
Корпус-подшипник	$\phi 62 \frac{H7}{l0}$	+30	0	0	-13	43	0	-	-
Корпус-крышка	$\phi 62 \frac{H7}{d11}$	+30	0	-100	-290	320	100	-	-
Корпус-крышка	$\phi 62 \frac{H7}{h8}$	+30	0	0	-46	76	0	-	-
Вал-шпонка	$8 \frac{N9}{h9}$	0	-36	0	-36	36	0	36	0
Вал-шпонка	$10 \frac{N9}{h9}$	0	-36	0	-36	36	0	36	0
Колесо-шпонка	$10 \frac{Js9}{h9}$	18	-18	0	-36	54	0	18	0
Звездочка-шпонка	$8 \frac{Js9}{h9}$	18	-18	0	-36	54	0	18	0

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Варианты заданий для проектирования приводов в курсе «Детали машин» и рекомендации по конструированию : Учебно-методическое пособие / Сулейманов А.С.. - Уфа : Изд. Уфимс. нефт. техн. унив., 2005.- 29 с.
- 2 Расчет зубчатых передач на прочность: Учебно-методическое пособие / Сост. А.С. Сулейманов, Э.А. Щеглов .- Уфа : Изд-во УГНТУ, 2004.- 30 с.
- 3 Ременные передачи: Методические указания / Сост. А.А. Комлев, О.Г. Полканова, А.С.Сулейманов .-Уфа: Изд-во УГНТУ, 1998 .-14 с..
- 4 Проектировочный расчет цепных передач: Методические указания / Сост. Е.А. Митюрёв, В.Л. Хлесткина, А.С. Сулейманов .- Уфа: Изд-во Уфимс. нефт. ин-та, 1993 .-20 с..
- 5 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. техникумов .- М.: Высш. шк ., 1984 .- 336 с., ил..
- 6 Подшипники качения: Справочник- каталог / Под.ред. В.Н. Нарышкина, Р.В. Коросташевского .- М .: Машиностроение, 1992 .- 608 с., ил..
- 7 Курсовое проектирование деталей машин: Справочное пособие. Часть2 / А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. .- Минек: Выш. шк., 1982 .- 334 с., ил..
- 8 Детали машин: Атлас конструкций / Под.ред. Д.Н. Решетова .- М .: Машиностроение, 1979 .-367 с., ил..
- 9 Допуски и посадки: Методические указания / Сост. Е.А. Митюрёв, В.К. Загорский, Д.Ф.Хитин .- Уфа: Изд-во Уфимс.нефт.ин-та, 1990 .-30 с.