

Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации



Т. А. Рябоконь

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

В семи частях

Часть 7. Курсовое проектирование по прикладной механике, деталям машин и основам конструирования, основам проектирования и конструирования машин

Электронное текстовое учебное издание

Рекомендовано Учебно-методическим советом Нижнетагильского технологического института (филиал) УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина в качестве учебного пособия для студентов всех форм обучения всех направлений и специальностей подготовки

Нижний Тагил
2019

УДК 620 + 531

ББК Ж121

Р е ц е н з е н т ы :

руководитель по развитию производства агропромышленного холдинга «Мираторг»,
ЗАО «СК Короча», канд. техн. наук В. А. Семенов;
АО «НПК Уралвагонзавод»
(начальник бюро отдела главного энергетика В. А. Федоров)

Научный редактор: д-р техн. наук, проф. В. Ф. Пегашкин

Техническая механика [Электронный ресурс] : учеб. пособие : в 7 ч. Ч. 7. Курсовое проектирование по прикладной механике, деталям машин и основам конструирования, основам проектирования и конструирования машин / авт.-сост. Т. А. Рябоконт ; М-во науки и высш. образования РФ ; ФГАОУ ВО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина» Нижнетагил. технол. ин-т (фил.). – Нижний Тагил : НТИ (филиал) УрФУ, 2019. – 57 с.

Предназначено для использования при изучении курсов «Прикладная механика», «Детали машин и основы конструирования», «Основы проектирования и конструирования машин» в ходе подготовки и написания курсовой работы для студентов всех форм обучения всех направлений и специальностей подготовки.

Библиогр.: 9 назв. Табл. 4. Прил. 2.

УДК 620 + 531

ББК Ж121

Оглавление

Введение	4
1. Состав и объем курсового проекта	4
1.1. Графическая часть	4
1.2. Расчетно-пояснительная записка	6
Библиографический список	19
<i>ПРИЛОЖЕНИЕ 1</i>	20
<i>ПРИЛОЖЕНИЕ 2</i>	54

Введение

Студенты должны выполнить курсовой проект (работу) на тему: «Проектирование редуктора к приводу». Выполнение проекта (работы) – первая самостоятельная конструкторская работа студентов, которая основывается на использовании знаний по дисциплинам: «Детали машин», «Сопротивление материалов», «Теоретическая механика», «Физика», «Машиностроительное черчение», «Материаловедение» и др. Цель проекта – развитие инженерного мышления, умение использовать предшествующий опыт, находить новые идеи, рассматривать многовариантность решений. Студенты также выполняют три лабораторные работы: «Косозубый редуктор», «Конический редуктор», «Червячный редуктор».

1. Состав и объем курсового проекта

Курсовой проект (работа) состоит из расчетной части, которая оформляется в расчетно-пояснительную записку, и графической части.

1.1. Графическая часть

Студенты выполняют компоновку редуктора на листе миллиметровой бумаги, которая подшивается к расчетно-пояснительной записке, I лист – сборочный чертеж «Общий вид редуктора», спецификация к нему. На чертеже проставляются посадки на сопрягаемые поверхности, указываются техническая характеристика и технические требования к редуктору. Выполняется на формате А1. Чертежи деталей, вычерчиваются на форматах А3, А2 (зубчатое (червячное) колесо, вал ведомый, крышка). На черте-

жах указывают допуски поверхностей, их шероховатость, технические требования к деталям [1, с. 80, 113; 7, с. 263; 8, с. 197; 9, с. 308].

При вычерчивании деталей редуктора за основу брать учебные пособия.

Таблица 1

№ п/п	Наименование	Литература			
		[1]	[7]	[8]	[9]
1	Конструкция зубчатых и червячных колес	с. 62...75	с. 230...238	с. 159...164	с. 152...165
2	Крышки подшипников	с. 149...151; 375...376	с. 197...198	с. 125...127	с. 392...397
3	Стаканы	с. 147	с. 198	с. 133	с. 197...198
4	Манжеты	с. 181; 430	с. 209...210	с. 127...129	с. 199...209; 398
5	Корпус редуктора	с. 261...267; 276...277	с. 238...242	с. 167...170	с. 210...224
6	Смотровое окно	с. 180	с. 244	с. 178	с. 228
7	Сливное отверстие, пробка	с. 178	с. 246	с. 179	с. 246...247
8	Маслоуказатель	с. 179	с. 254...255	с. 177	с. 243...244
9	Конструирование опор валов	с. 190...212	с. 180...187; 197	с. 106...109	с. 169...172; 187...193
10	Спецификация к сборочному чертежу	с. 397...401	с. 117	с. 194; 225	с. 276...283; 315
11	Метизы (болты, винты, шайбы, гайки и т. д.)	с. 426...428; 436...439	с. 243, 188...196	с. 136...139, 170	с. 376...383
12	Вычерчивание подшипников по относительным размерам	с. 141	с. 177...178	с. 133	с. 208

1.2. Расчетно-пояснительная записка

Выполняется на листах формата А4, состоит из разделов, которые нумеруются арабскими цифрами. В тексте указываются ссылки на литературу. Список литературы приводится на последней странице записки.

I-й лист – это исходные данные, схема привода и задание на проект. II-й лист – содержание проекта: перечень разделов с указанием страниц. Расчетно-пояснительная записка начинается с *введения*. Здесь дается определение редуктора, перечисляются его достоинства и недостатки, область применения, особенности конструкции. [7, с. 9...22; 8, с. 20...37].

Раздел 1. Подбор двигателя, кинематический и силовой расчет привода

Изучается схема привода, исходные данные для расчета. Выявляются ведущий и ведомый вал редуктора. Определяется общий КПД привода:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot K \cdot \eta_n,$$

где η_n – КПД определяемых элементов привода.

Таблица 2

№ п/п	Передача	КПД
1	Зубчатые открытые передачи	0,95...0,96
2	Зубчатые закрытые передачи: – цилиндрические – конические	0,97...0,98 0,96...0,97
3	Червячная закрытая передача	0,7...0,85
4	Цепная передача	0,90...0,95
5	Ременная передача: – с плоским ремнем – с клиновым ремнем	0,96...0,98 0,95...0,97

№ п/п	Передача	КПД
6	Муфты	0,97...0,98
7	Пара подшипниковых узлов	0,99...0,995

Затем находим требуемую мощность двигателя:

$$P_{\text{треб}} = \frac{P_{\text{пол}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

где $P_{\text{пол}}$ – полезная мощность привода, дана в исходных данных.

Выбирается двигатель по требуемой мощности из литературы [1, с. 417; 7, с. 390; 8, с. 227...228; 9, с. 384].

Желательно, чтобы $n_{\text{синх}} = (750 \div 1500)$ об/мин. Синхронная скорость двигателя была в этом интервале, чтобы можно спроектировать одноступенчатый редуктор. Определяется общее передаточное число привода:

$$U = \frac{n_{\text{ном. дв}}}{n},$$

где n – частота вращения выходного вала привода, дана в исходных данных. Общее передаточное число привода разбивается по ступеням:

$$U = U_{\text{ред}} U_{\text{откр. пер}},$$

где $U_{\text{ред}}$ – передаточное число редуктора;

$U_{\text{откр. пер}}$ – передаточное число открытой передачи (ременной, цепной, зубчатой),

$U_{\text{ред}}, U_{\text{откр. пер}}$ выбираются по табл. 3

Таблица 3

№ п/п	Передача	Передаточное число «U»
1	Цепные передачи	3...6
2	Ременные передачи – с плоским ремнем – с клиновидным ремнем	2...4 2...5
3	Зубчатое передачи закрытая: – цилиндрическая – коническая	2,5...4,5 2...4
4	Зубчатая открытая передачи	3...6,3
5	Червячная передачи	8...80

Рассчитываем угловые скорости на всех валах привода ω_i :

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30}.$$

Определяем частоты вращения всех валов привода n_i , вычисляем крутящие моменты на валах:

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i},$$

где P_i – мощность на валу, Вт;

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{\omega_i},$$

где P_i – мощность на валу, кВт.

Все вычисленные значения заносим в таблицу (см. форму ниже).

Форма

Номер вала	n_i , об/мин	ω_i , с ⁻¹	T_i , Н·м

Раздел 2. Расчет закрытой зубчатой (червячной) передачи

Выбираем материал зубчатых колес; твердость шестерни и колеса. Причем твердость шестерни должна быть выше, чем у колеса, т. к. шестерня имеет меньшие размеры, ее зубья чаще вступают в контакт при зацеплении и быстрее изнашиваются.

Материал можно выбрать:

Зубчатые передачи

Червячные передачи

[1, с. 13...14]

[1, с. 31]

[7, с. 34...3]

[7, с. 66...68]

[8, с. 46]

[8, с. 78]

[9, с. 49]

[9, с. 54...55]

Определяем допускаемые расчетные контактные напряжения $[\sigma_H]$.

Для косозубых передач

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H_1}] + [\sigma_{H_2}]),$$

где $[\sigma_H]$, $[\sigma_{H_1}]$ – допускаемые контактные напряжения шестерни и колеса.

Для прямозубых передач $[\sigma_H]$ – это меньшее из $[\sigma_{H_1}]$ и $[\sigma_{H_2}]$.

Затем расчет зубчатых и червячных передач идет по методикам:

Зубчатые передачи

Червячные передачи

а) Цилиндрические:

[1, с. 16...25]

[1, с. 30...36]

[7, с. 35...47]

[7, с. 54...68]

[8, с. 49...56]

[8, с. 76...84]

[9, с. 58...65]

[9, с. 71...75]

б) Конические:

[1, с. 25...30]

[7, с. 47...53]

[8, с. 56...61]

[19, с. 65...71]

Рекомендации:

1. Межосевое расстояние a_w для цилиндрических зубчатых передач выбирается по ГОСТ 2185–66; а для червячных передач по ГОСТ 2144–76.

2. Модуль зацепления m выбирается по ГОСТ 9563–60, причем в учебных проектах модуль $m > 1$ мм, для конических передач значение модуля можно до стандартного не округлять.

3. Для червячных редукторов выполняется тепловой расчет, смотри литературу [1, с. 36...37; 8, с. 83...84].

4. Угол зацепления $\alpha_w = 20^\circ$.

5. Угол наклона зубьев:

- для косозубых колес $8^\circ \leq \beta \leq 18^\circ$,
- для шевронных колес $25^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$.

6. Расхождения фактического и выбранного передаточного числа не должно превышать 3...4 %.

7. Если при проверке на контактную выносливость зубьев получилось, что $[\sigma_H] < \sigma_H$, то допустим перегруз на 5 %. В случае большого перегруза надо менять материал колес или геометрические параметры передачи.

8. Число зубьев шестерни:

$$Z_1 > 17 \cos^3 \beta.$$

Числа зубьев шестерни Z_1 и Z_2 должны быть целыми числами.

Раздел 3. Расчет открытой передачи привода

В заданиях в качестве открытой передачи может быть:

- а) зубчатая передача – расчет по методике: [1, с. 16...25];
[7, с. 35...47];
[8, с. 49...56];
[9, с. 58...65].

ременной передачи, B – ширина подшипника). При назначении подшипников следует учесть следующее:

1) для конических редукторов на оба вала ставят конические роликоподшипники, первоначально легкой серии. На I-й вал желательно по схеме «врастяжку», на II вал по схеме «враспор»;

2) для червячных редукторов – конические роликоподшипники, на обоих валах схема «враспор»;

3) косозубые цилиндрические редукторы. Если редуктор прямозубый цилиндрический, на оба вала ставят радиальные шарикоподшипники, начинают с легкой серии;

4) если редуктор шевронный цилиндрический, на первый вал ставят подшипники с короткими цилиндрическими роликами; вал выполняют плавающим. На втором валу устанавливают радиальные шарикоподшипники, первоначально легкой серии.

От чертежа вала переходят к его расчетной схеме, загружают вал силами и строят три эпюры:

\textcircled{T} – эпюра крутящих моментов;

$\textcircled{M_z}$ – эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости;

$\textcircled{M_y}$ – эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости.

Валы загружают следующими нагрузками:

F_t – окружная сила зацепления, прикладывается по касательной к делительной окружности шестерни или колеса, рассчитана в разд. 2. Направлена по ходу вращения для колеса, против хода вращения для шестерни;

F_r – радиальная сила зацепления, направлена по радиусу к центру шестерни или колеса, рассчитана в разд. 2, действует в вертикальной плоскости;

F_a – осевая сила зацепления, направлена параллельно оси шестерни и колеса. Действует в вертикальной плоскости, вызывая внецентренное растяжение-сжатие вала, для построения эпюр определяют изгибающий момент M_a :

$$M_a = F_a \frac{d_i}{2},$$

где d_i – диаметры делительных окружностей шестерни или колеса.

Направление F_a зависит от силы F_t и от того, какой наклон зубьев – правый или левый. $F_a = 0$ – для шевронных и прямозубых цилиндрических передач; F_B – сила давления на вал ременной или цепной передачи. Рассчитывается в разд. 3, прикладывается по середине участка вала d_{b1} , d_{b2} параллельно силе F_r . Действует в вертикальной плоскости; F_M – сила муфты – действует в горизонтальной плоскости, прикладывается к торцу вала параллельно силе F_t и направлена в противоположную сторону.

Для быстроходных валов:

$$F_M = 50\sqrt{T_i}.$$

Для тихоходных валов:

$$F_M = 125\sqrt{T_i}.$$

Для выходных валов червячных передач:

$$F_M = 250\sqrt{T_i}.$$

При расчете подшипников по динамической грузоподъемности сначала определяются суммарные реакции опор:

$$R_i = \sqrt{R_{i\gamma}^2 + R_{i\delta}^2},$$

где $R_{i\gamma}$; $R_{i\delta}$ – вертикальная и горизонтальная реакция опор.

Рассчитывают эквивалентную нагрузку, действующую на подшипник:

$$F_3 = (XVR_i + F_a Y) K_6 K_t,$$

где X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки,

$K_6 = 1$ К 1,1 – коэффициент безопасности,

$K_t = 1$ К 1,05 – температурный коэффициент,

$V = 1$ – если вращается внутреннее кольцо подшипника,

$V = 1,2$ – если вращается наружное кольцо.

Для шевронных и прямозубых цилиндрических редукторов $F_a = 0$, поэтому

$$F_3 = VR_i K_6 K_t.$$

Определяем расчетную долговечность подшипника, ч:

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{F_3}\right)^\alpha 10^6 a_1 a_{23}}{60n},$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н;

$\alpha = 3$ – для шарикоподшипников;

$\alpha = \frac{10}{3}$ – для роликоподшипников;

n – частота вращения вала, для которого подбираем подшипники, об/мин;

$a_1 = 1$ – коэффициент надежности;

$a_{23} = 0,7 \text{ К } 0,8$ – для шарикоподшипников;

$a_{23} = 0,6 \text{ К } 0,7$ – для роликоподшипников, при обычных условиях;

$a_{23} = 0,5 \text{ К } 0,6$ – для подшипников с цилиндрическими роликами.

Подшипник годен, если выполняется неравенство

$$L_h \geq \frac{1}{2} L_{\text{ред}},$$

где $L_{\text{ред}}$ – долговечность зацепления редуктора, дается в задании.

Если неравенство не выполняется, берем подшипник следующей серии или ставим в наиболее нагруженную опору два подшипника, образующих один подшипниковый узел. При этом в расчетах динамическая грузоподъемность увеличивается так:

для шариковых подшипников:

$$C \approx 1,625C_0;$$

для роликовых подшипников

$$C \approx 1,714C_0.$$

Статическая грузоподъемность удваивается:

$$C_0 \sum = 2C_0.$$

После расчета валов и зацепления можно приступить к выполнению компоновки редуктора.

Раздел 5. Расчет конструктивных размеров корпуса и крышки редуктора

Рассчитываем толщину стенок корпуса и крышки редуктора, причем $\delta_{\min} = 6$ мм. Определяем толщину верхнего и нижнего поясов редуктора. Рассчитываем диаметры фундаментных болтов d_1 ; диаметры болтов, скрепляющих крышку и корпус d_2 , диаметры штифтов d_3 . Значения диа-

метров округляем до стандартных. Формулы для расчётов брать из литературы: [1, с. 262...267; 7, с. 241...242; 8, с. 168...171; 9, с. 214...225].

Раздел 6. Расчет шпоночных соединений на смятие

В курсовом проекте рекомендуется использовать призматические шпонки по ГОСТ 23360–78. Размеры шпонок подбираем в зависимости от диаметра вала. Длину шпонки определяем конструктивно и округляем до стандартного значения. Шпоночные соединения рассчитываем на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_i}{d_i l_p (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T_i – крутящий момент на валу, Н·м;

d_i – диаметр вала, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, мм;

h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина паза вала, мм;

$[\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ К } 110 \text{ МПа}$, если ступица стальная;

$[\sigma_{\text{см}}] = 50 \text{ К } 70 \text{ МПа}$, если ступица из чугуна.

Если неравенство не выполняется, то допускается установка двух шпонок под углом 180° . Размеры шпонок берутся из следующих таблиц:

[1, с. 77...78];

[7, с. 168...170];

[8, с. 149...150];

[9, с. 427...428, 251...252].

Допуски и посадки на шпоночное соединения изучаются по учебникам:

[1, с. 78];

[7, с. 197...198];

[9, с. 179...180].

Раздел 7. Расчет ведомого вала на усталостную прочность

Расчет выполняется для одного сечения ведомого вала под зубчатым колесом. Считаем, что нормальные напряжения σ изменяется по симметричному циклу, а касательные напряжения τ по отнулевому циклу. Следует рассчитать коэффициент запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] = 1,5K_2,$$

где $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности,

S_{σ} , S_{τ} – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям, определяются по методике:

[1, с. 169...171];

[7, с. 162...167];

[8, с. 153...157];

[9, с. 253...259].

Значения T , M_z , M_y в данном сечении брать с эпюр для ведомого вала.

Раздел 8. Смазывание зубчатого зацепления и подшипниковых узлов

В этом разделе описывается способ смазки, назначается сорт масла, указывается его вязкость и расход смазки:

[1, с 172...177];

[7, с 250...255];

[8, с 173...183];

[9, с 240...250].

Раздел 9. Выбор муфты

Рекомендуется в приводах использовать компенсирующие муфты или упругие муфты, которые можно выбрать по учебникам:

[1, с 305...319];

[7, с. 274...281];

[8, с 185...191];

[9, с 240...250].

В разделе указать диаметр, длину муфты, описать ее назначение и принцип работы. Пояснительная записка заканчивается «заключением», где делается вывод по спроектированному редуктору.

Далее в пособии предусмотрены следующие приложения:

прил. 1 «Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту (работе) на тему: «Проектирование редуктора к приводу электрической лебедки»;

прил. 2 «Пример оформления спецификации к сборочному чертежу редуктора».

Библиографический список

1. **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 9-е изд., перераб. и доп. – М. : Академия, 2006. – 496 с. (Высш. проф. обр.).
2. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование : учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 5-е изд., доп. – М. : Машиностроение, 2007. – 560 с.
3. **Курмаз, Л. В.** Детали машин. Проектирование : справ. учеб.-метод. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., М.: Высш. шк., 2005. – 305 с.
4. **Курмаз, Л. В.** Конструирование узлов и деталей машин : справоч. учеб.-метод. пос. / Л. В. Курмаз, О. Л. Курмаз. – М. : Высш. шк., 2007. – 455 с.
5. **Леликов, О. П.** Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин» / О. П. Леликов. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 2004. – 440 с.
6. **Детали машин** : метод. указания к вып. лаб. работ / Л. А. Гаас, А. С. Пыстогов ; Мин-во образ. и науки РФ, Федер. агентст. по образ., ГОУ ВПО «УГТУ-УПИ», Нижнетагил. технол. ин-т (ф). – Нижний Тагил : НТИ (ф) ГОУ ВПО УГТУ УПИ, 2006. – 24 с.
7. **Курсовое проектирование деталей машин** : учеб. пособие / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : ИНФРА-М, 2012. – 414 с.
8. **Чернилевский, Д. В.** Детали машин / Д. В. Чернилевский. – М. : Машиностроение, 2001. – 560 с.
9. **Шейнблит, А. Е.** Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – Калининград : Янтарный сказ, 2002. – 454 с.

**Пример оформления пояснительной записки к курсовой работе на тему:
«Проектирование редуктора к приводу электрической лебедки»**

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»
Нижнетагильский технологический институт (филиал)

Члены комиссии:

Оценка проекта:

Пояснительная записка к курсовому проекту
на тему: **«Проектирование редуктора к приводу
электрической лебедки»**

Вариант 3-Б

Студент:

Группа:

Преподаватель:

20__

Задание на проект

Таблица 1

Исходные данные	Вариант
	1-3
Мощность на выходном валу редуктора, кВт	10,7
Число оборотов выходного вала редуктора, об/мин	52
Долговечность зацепления редуктора, час	18000

1. Редуктор
2. Клиноременная передача
3. Электродвигатель
4. Муфта
5. Барабан

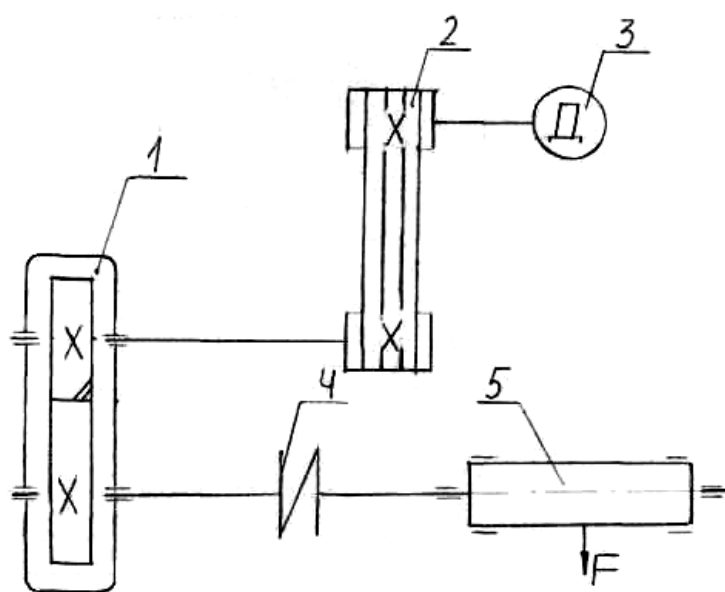


Рис. 1

Содержание

Задание на проект.....	1
Введение.....	3
1. Выбор двигателя, кинематический и силовой расчёт привода.....	4
2. Расчёт закрытой зубчатой цилиндрической передачи.....	5
3. Расчёт клиноременной передачи.....	11
4. Расчёт валов и подбор подшипников по динамической грузоподъёмности.....	13
5. Подбор шпонок и расчёт шпоночных соединений на смятие.....	21
6. Уточнённый расчёт ведомого вала в сечении под зубчатым колесом на усталостную прочность.....	22
7. Расчёт конструктивных размеров корпуса и крышки редуктора.....	24
8. Смазка зацеплений подшипников.....	25
9. Заключение.....	25
10. Список литературы.....	26

					<i>ПЭЛ-13-00.00.00.Сх</i>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Дата</i>	<i>Подп</i>	<i>Привод электрической лебедки</i>	<i>Литер</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Выполнил</i>	<i>Черкасова</i>							
<i>Препод.</i>								
<i>Консул.</i>						<i>НТИ УГТУ 355 ХТНВ</i>		
<i>Проверил</i>	<i>Рябокоть</i>							
<i>Зав. каф.</i>								

Введение

Редуктором называют зубчатый, червячный или зубчато-червячный передаточный механизм, выполненный в виде отдельного агрегата и встроенного в машину. Он предназначен для понижения угловой скорости, а следовательно, для повышения вращающего момента.

Все редукторы классифицируют:

~ по виду передач – на *цилиндрические* с параллельными осями валов; *конические* с пересекающимися осями валов; *червячные* с перекрещивающимися осями валов; *комбинированные* коническо-цилиндрические, зубчато-червячные и др.

~ по числу пар передач – на одноступенчатые цилиндрические с прямозубыми, косозубыми или шевронными колесами; одноступенчатые конические с прямыми, косыми и криволинейными зубьями; одноступенчатые червячные; многоступенчатые (чаще 2- и 3-хступенчатые).

Простейшей является схема с одним зацеплением или одной ступенью передач. Более рациональными в смысле металлоемкости и затрат на изготовление являются редукторы с возможно меньшим числом ступеней и большим передаточным числом каждой ступени. Следует, однако, учитывать, что габариты в радиальном направлении одноступенчатых редукторов получаются всегда больше, чем многоступенчатых (редукторы с одинаковыми передаточными числами и одинаковым нагрузочным режимом).

Корпусы редукторов при ударной нагрузке выполняют литыми из высокопрочного чугуна или из стали. Корпуса редукторов стремятся выполнять простых геометрических форм и гладкими снаружи.

Целесообразный срок службы – 30...50 тыс. часов.

Редукторы проектируются либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указаний конкретного значения. Второй случай характерен для специализированных заводов, на которых организовано серийное производство редукторов.

Редукторы имеют широкое применение, особенно в подъемно-транспортном, металлургическом, химическом машиностроении, в судостроении и т.д.

1. Выбор двигателя, кинематический и силовой расчет привода

1.1. Общий КПД привода

$$\eta_{общ} = \eta_m \eta_u \eta_p \eta_{подш}, \quad \text{где} \quad \left. \begin{array}{l} \eta_m = 0,98 \\ \eta_u = 0,97 \\ \eta_p = 0,95 \\ \eta_{подш} = 0,99 \end{array} \right\} \quad ([2], \text{ с. 5, табл. 1.1})$$

1.2. Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{треб} = \frac{P_{вых}}{\eta_{общ}} = \frac{10,7}{0,876} = 12,2 \text{ кВт}$$

Выбираем двигатель 180М8 – электродвигатель асинхронный, серии 4А, закрытый, обдуваемый.

$$\left. \begin{array}{l} P_{двиг} = 15 \text{ кВт.} \\ \eta_{синх} = 750 \text{ об/мин.} \end{array} \right\} \quad ([2], \text{ с. 390})$$
$$s = 2,5 \%$$

$$n_{ном} = n_0 = 750 - \left(\frac{750 \cdot 2,5}{100} \right) = 731,25 \text{ об/мин.}$$

1.3. Общее передаточное число привода

$$u = \frac{n_0}{n_2} = \frac{731,25}{52} = 14$$
$$\left. \begin{array}{l} u = u_p \cdot u_{p.n.} = 14 ; u_p = 4 \\ u_{p.n.} = 3,5 \end{array} \right\} \quad ([2], \text{ с. 36}),$$

где u_p – передаточное число редуктора

$u_{p.n.}$ – передаточное число ременной передачи

1.4. Кинематический и силовой расчет двигателя

Найдем число оборотов для каждого вала:

$$n_{двиг} = n_0 = 731,25 \text{ об/мин.}$$

$$n_1 = \frac{n_0}{u_{p.n.}} = \frac{731,25}{3,5} = 208,5 \text{ об/мин}; \quad n_2 = \frac{n_1}{u_p} = \frac{208,5}{4} = 52 \text{ об/мин.}$$

Найдем угловые скорости валов:

$$\omega_0 = \frac{\pi n_0}{30} = \frac{3,14 \cdot 731,25}{30} = 76,54 \text{ c}^{-1}; \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 208,5}{30} = 21,9 \text{ c}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 52}{30} = 5,5 \text{ c}^{-1}.$$

Рассчитываем крутящие моменты:

$$T_0 = \frac{P_{\text{треб}}}{\omega_0} = \frac{12,2 \cdot 10^3}{76,54} = 159,4 \text{ H} \cdot \text{м}$$

$$T_1 = T_0 u_{p.n.} \eta_{p.n.} = 159,4 \cdot 3,5 \cdot 0,95 = 530 \text{ H} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = T_1 u_{p.} \eta_u \eta_m \eta_{\text{подш}}^3 = 530 \cdot 4 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3 = 1955 \text{ H} \cdot \text{м}$$

Все полученные результаты поместим в таблицу 2:

Таблица 2

Вал	п, об/мин	ω , c^{-1}	T , $\text{H} \cdot \text{м}$
0	731,25	76,54	159,4
1	208,5	21,9	530
2	52	5,5	1955

2. Расчет закрытой зубчатой цилиндрической передачи

2.1. Выбор материала шестерни и колеса

По рекомендации ([1], с. 11) принимаем для шестерни и колеса сталь 45 с улучшением. Найдем среднее значение твердости для шестерни (HB_{cp1}) и для колеса (HB_{cp2})

$$HB_{cp1} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 \quad HB_{cp1} = 285,5$$

$$HB_{cp2} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5 \quad HB_{cp2} = 248,5$$

2.2. Определение допускаемых контактных напряжений

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim} K_{HL}}{S_H},$$

где $[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение,

K_{HL} - коэффициент долговечности. Найдем K_{HL1} для шестерни и

K_{HL2} для колеса.

$$K_{HLi} = \sqrt[6]{\frac{HB_{cpi}^3}{600\omega_i L}}$$

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{285,5^3}{600 \cdot 21,9 \cdot 18000}} = 0,75 \Rightarrow 1;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{248,5^3}{600 \cdot 5,5 \cdot 18000}} = 0,72 \Rightarrow 1$$

где S_H - коэффициент безопасности; $S_H = 1,1$ ([1], с. 13)

$\sigma_{H \lim \sigma}$ - предел контактной выносливости.

$$\sigma_{H \lim \sigma} = 2HB_{cp} + 70 \quad ([1], \text{ с. 13 табл. 2.2.})$$

Найдем предел контактной выносливости для шестерни $\sigma_{H1 \lim \sigma}$ и

для колеса $\sigma_{H2 \lim \sigma}$

$$\sigma_{H1 \lim \sigma} = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2 \lim \sigma} = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{641 \cdot 1}{1,1} = 582 \text{ МПа}, \quad [\sigma_{H2}] = \frac{567 \cdot 1}{1,1} = 515 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45(582 + 515) = 493,6 \text{ МПа}.$$

1.3. Определим межосевое расстояние

$$a'_w = K(u_p \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1}{u_p}},$$

где a'_w - предварительное значение межосевого расстояния;

T_1 - вращающий момент на шестерне.

$$T_1 = 530 \text{ Н} \cdot \text{м}, u_p = 4.$$

«+» - внешнее зацепление, «-» - внутреннее зацепление.

K – вспомогательный коэффициент, $K=10$ ([1], с. 17.)

$$a'_w = 10(4+1) \sqrt[3]{\frac{530}{4}} = 255 \text{ мм.}$$

Найдем окружную скорость колес и степень точности зубчатой передачи.

$$u = \frac{2\pi a'_w n_1}{6 \cdot 10^4 (u_p + 1)} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 255 \cdot 208,5}{6 \cdot 10^4 \cdot 5} = 1,1 \text{ м/с.}$$

Для такой скорости имеем передачу низкой точности, т.е. $n=9$

([1], с. 17 табл. 2.5.) Определим точное значение межосевого расстояния по формуле:

$$a_w = K_a (u_p \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_1}{\Psi_{\text{вд}} u_p [\sigma_H]^2}},$$

где K_a - вспомогательный коэффициент, для косозубой

передачи $K_a=410$ ([1], с. 17.)

$\Psi_{\text{вд}}$ - коэффициент ширины венца колеса, $\Psi_{\text{вд}}=0,5$ ([1], с. 17.)

K_H - коэффициент нагрузки в расчетах на контактную прочность.

$K_H = K_{H\psi} K_{H\beta} K_{H\alpha}$, где $K_{H\psi}=1,02$ - коэффициент, который учитывает внутреннюю динамику нагрузки ([1], с. 18 табл. 2.6.)

$K_{H\beta}$ - учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий.

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

$K_{H\omega}$ - коэффициент, учитывающий приработку зубьев.

$$K_{H\omega}=0,34 \text{ ([1], с. 19 табл. 2.8.)}$$

$K_{H\beta}^0$ зависит от

$$\Psi_{\text{вд}} = 0,5 \Psi_{\text{вд}} (u_p + 1) = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 5 = 1,25 \Rightarrow K_{H\beta}^0 = 1,08 \text{ ([1], с. 19)}$$

$$K_{H\beta} = 1 + (1,08 - 1) \cdot 0,34 = 1,0272$$

$K_{H\alpha}$ - коэффициент учитывающий распределение нагрузки между зубьями. $K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1)K_{H\omega}$ ([1], с. 20)

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + A(n - 5), \text{ где } n=9 - \text{ степень точности;}$$

$$1 \leq K_{H\alpha}^0 \leq 1,6; A=0,25 \text{ ([1], с. 20)}$$

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,25(9 - 5) = 2 \Rightarrow k_{H\alpha}^0 = 1,6$$

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,6 - 1) \cdot 0,34 = 1,204$$

$$K_H = 1,02 \cdot 1,0272 \cdot 1,204 = 1,262$$

Следовательно межосевое расстояние равно:

$$a_w = 410 \cdot (4 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,262 \cdot 530}{0,5 \cdot 4 \cdot 493,6^2}} = 228 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_w = 224 \text{ мм}$ ([1], с. 20)

2.4. Предварительные основные размеры колеса

$$\text{Найдем диаметр колеса по формуле: } d_2 = \frac{2a_w u_p}{u_p + 1} = \frac{2 \cdot 224 \cdot 4}{4 + 1} = 358,4$$

мм.

$$\text{Ширину колеса } b_2 \text{ найдем по формуле: } b_2 = \Psi_{ba} a_w = 0,5 \cdot 224 = 112 \text{ мм.}$$

Учитывая стандартный ряд, принимаем $b_2 = 110 \text{ мм}$. ([1], табл. 24.1.)

2.5. Модуль передачи

Максимальное значение модуля передачи рассчитаем по следующей формуле:

$$m_{\max} = \frac{2a_w}{17(u_p + 1)} = \frac{2 \cdot 224}{17 \cdot (4 + 1)} = 5,27$$

Минимальное значение модуля передачи рассчитаем по следующей формуле:

$$m_{\min} = \frac{K_m K_F T_1 (u_p + 1)}{a_w b_2 [\sigma_F]}, \text{ где } K_m = 2.8 \cdot 10^3 \text{ ([1], с. 20.)}$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim} Y_N Y_R Y_A}{S_F}, \text{ где } S_F = 1.7; Y_R = 1; Y_A = 1 \text{ ([1], с. 15.)}$$

$$Y_N = q \sqrt{\frac{N_{FG}}{N_K}} - \text{коэффициент долговечности } 1 \leq Y_N \leq Y_{N \max}$$

$Y_{N \max} = 4; q = 6$ - для улучшенных зубчатых колес; $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ - число Циклов соответствующее перелому кривой усталости.

$N_K = 60 n_1 n_3 L$, где $n_3 = 1$ - число колес, находящихся в зацеплении с рассматриваемыми.

$$N_{K1} = 60 \cdot 208,5 \cdot 18000 = 225 \cdot 10^6;$$

$$N_{K2} = 60 \cdot 52 \cdot 18000 = 562 \cdot 10^5.$$

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{225 \cdot 10^6}} = 0,3 \Rightarrow Y_{N1} = 1;$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{262 \cdot 10^6}} = 0,4 \Rightarrow Y_{N2} = 1.$$

$$[\sigma]_{F \lim} = 1,75 H B_{cpi} \text{ ([1], с 14 табл. 2.3.)} - \text{предел выносливости.}$$

Для шестерни и колеса имеем:

$$[\sigma]_{F \lim 1} = 1,75 \cdot 285,5 = 499 \text{ МПа; } [\sigma]_{F \lim 2} = 1,75 \cdot 248,5 = 434 \text{ МПа.}$$

Находим допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{499 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 293,5 \text{ МПа; } [\sigma]_{F2} = \frac{434 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 255,3 \text{ МПа.}$$

$[\sigma]_F$ - минимальное значение из $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$ и следовательно

$$[\sigma]_F = 255,3 \text{ МПа}$$

$K_F = K_{F\psi} K_{F\beta} K_{F\alpha}$ - коэффициент нагрузки при расчете по напряжени-

ям

изгиба.

$$K_{F\psi} = 1,04 \text{ ([1], с. 20 табл. 2.9.)}$$

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 K_{HB}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,08 = 1,06; \quad K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 1,6$$

([1], с. 21)

$$K_F = 1,6 \cdot 1,0656 \cdot 1,04 = 1,77$$

Находим минимальное значение модуля

$$m_{\min} = \frac{2,8 \cdot 10^3 \cdot 177 \cdot 530 \cdot 5}{224 \cdot 110 \cdot 255,3} = 2,1 \text{ мм.}$$

По первому ряду из ([1], с. 21) выбираем $m_n = 2,5 \text{ мм.}$

2.6. Угол наклона зубьев β

Выберем предварительно $\beta = 10^\circ$. Найдем числа зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(u_p + 1)m_n} = \frac{2 \cdot 224 \cdot \cos 10}{5 \cdot 2,5} = 35,3 \Rightarrow \text{принимаем } z_1 = 35$$

$$z_2 = z_1 u_p = 35,3 \cdot 4 = 141,2 \Rightarrow \text{принимаем } z_2 = 141$$

Уточним передаточное число редуктора: $u'_p = \frac{z_2}{z_1} = \frac{141}{35} = 4,03$

$$\frac{u'_p - u_p}{u'_p} \cdot 100\% = \frac{4,03 - 4}{4,03} \cdot 100\% = 0,75\%$$

Уточним угол наклона:

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} = 0,982 \Rightarrow \beta = 10,85^\circ$$

2.7. Основные размеры зубчатых колес

а) Найдем размеры делительных окружностей шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 35}{0,982} = 89,05 \text{ мм}; \quad d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 141}{0,982} = 358,95 \text{ мм.}$$

Проверка: $\frac{d_1 + d_2}{2} = a_w;$

$$\frac{89,05 + 658,95}{2} = 224 \text{ мм} - \text{равенство выполняется}$$

б) Найдем окружности вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 89,05 + 2 \cdot 2,5 = 94,05 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 358,95 + 2 \cdot 2,5 = 363,95 \text{ мм}.$$

в) Найдем окружности впадин шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 89,05 - 2,5 \cdot 2,5 = 82,8 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 358,95 - 2,5 \cdot 2,5 = 352,7 \text{ мм}.$$

2.8. Ширина колес

$$b_2 = \Psi_{\text{вa}} a_w = 0,5 \cdot 224 = 112 \text{ мм}; \quad b_1 = b_2 + 5 = 117 \text{ мм}.$$

2.9. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_H T_1 (u'_p + 1)^3}{b_2 u_p}} \leq [\sigma]_H = 493,6 \text{ МПа}$$

$$Z_\sigma = 8400 \text{ МПа}^{1/2} - \text{для косозубых передач ([1], с. 23)}$$

$$\sigma_H = \frac{8400}{224} \sqrt{\frac{1,262 \cdot 530 \cdot 5,03^3}{4,03 \cdot 112}} = 458,2 \text{ МПа}$$

Вывод: так как, расчетное напряжение $\sigma_H = 458,2 \text{ МПа}$ меньше допускаемого $[\sigma]_H = 493,6 \text{ МПа}$ на 7,7%, то ранее принятые параметры принимаем за окончательные.

2.10. Силы зацепления

а) Окружная сила: $F = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 530}{89,05} = 11903 \text{ Н}.$

б) Радиальная сила: $F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad \alpha = 20^\circ, \operatorname{tg} \alpha = 0,364 \text{ ([1], с. 23);}$

$$F_r = \frac{11903 \cdot 0,364}{0,982} = 4412 \text{ Н.}$$

в) Осевая сила: $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 11903 \cdot \operatorname{tg} 10,85^\circ = 2281 \text{ Н.}$

2.11. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

В зубьях колеса: $\sigma_{F2} = \frac{K_F F_t Y_{FS2} Y_\beta Y_\epsilon}{b_2 m} \leq [\sigma]_{F2}.$

В зубьях шестерни: $\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma]_{F1}.$

Y_{FS} - учитывает форму зуба и концентрацию напряжений.

Приведенное число зубьев: $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$

$$z_{v1} = \frac{35}{\cos^3 10,85^\circ} = 36,96; \quad z_{v2} = \frac{141}{\cos^3 10,85^\circ} = 148,85.$$

$$\left. \begin{array}{l} Y_{FS1} = 3,73 \\ Y_{FS2} = 3,59 \end{array} \right\} \quad ([1], \text{ с } 24 \text{ табл. } 2.10.)$$

Y_β - коэффициент, учитывающий угол наклона зуба.

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{100} \geq 0,7;$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{10,85^\circ}{100} = 0,8915 > 0,7$$

$$Y_\epsilon = 0,65 \quad ([1], \text{ с. } 24)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1,7 \cdot 11903 \cdot 3,59 \cdot 0,8915 \cdot 0,65}{112 \cdot 2,5} = 156,5 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 255,3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{156,5 \cdot 3,73}{3,59} = 162,6 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 293,5 \text{ МПа}$$

Вывод: Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба показала, что расчетные напряжения изгиба в зубьях шестерни $\sigma_{F1}=162,6$ МПа и колеса $\sigma_{F2}=156,5$ МПа меньше допускаемых напряжений $[\sigma]_{F1}=293,5$ МПа и $[\sigma]_{F2}=255,3$ МПа соответственно на 80% и 54,3%, и ранее принятые параметры принимаем за окончательные.

3. Расчет клиноременной передачи

3.1. Диаметры шкивов

Выбор сечения ремня произведем в зависимости от мощности, передаваемой ведущим шкивом, $P_{ном}$, и его частоты вращения $n_{ном}$. Определяем минимально допустимый диаметр ведущего шкива d_{1min} в зависимости от вращающего момента на валу двигателя и выбранного сечения ремня. Выбираем ремень нормального сечения Б.

$$d_{1min} = 125 \text{ мм} ([3], \text{ с. 84 табл. 5.4.})$$

Зададимся расчетным диаметром ведущего шкива d_1 . В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы с диаметром d_1 , на 1..2 порядка выше $d_{1ном}$ из стандартного ряда.

$$d_1 = 1,5d_{1min} = 187,5 \text{ мм. Принимаем } d_1 = 180 \text{ мм} ([3], \text{ табл. К 40})$$

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon), \varepsilon = 0,02 \text{ - коэффициент скольжения } ([3], \text{ с. 77});$$

u - передаточное число открытой передачи.

$$d_2 = 180 \cdot 3,5 \cdot 0,98 = 617,4 \text{ мм. Принимаем } d_2 = 630 \text{ мм} ([3], \text{ табл. К 40})$$

3.3. Определим фактическое передаточное число U_{ϕ} и проверим его отклонение ΔU от заданного U

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{630}{180 \cdot 0,98} = 3,572; \quad \Delta u = \frac{u_{\phi} - u}{u} \leq 3\%;$$

$$\Delta u = \frac{3,572 - 3,5}{3,5} = 2,1\%.$$

3.3. Ориентировочное межосевое расстояние a

$a = 0,55(d_1 + d_2) + h$, где h – высота сечения.

$h = 10,5$ мм ([3], табл. К 31)

$$a = 0,55 \cdot (630 + 180) + 10,5 = 456 \text{ мм.}$$

3.4. Определим расчетную длину ремня l

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a};$$

$$l = 2 \cdot 456 + \frac{3,14}{2}(180 + 630) + \frac{(630 - 180)^2}{4 \cdot 456} = 2295 \text{ мм.}$$

Принимаем $l = 2240$ мм. ([3], табл. К 31)

3.5. Уточненное значение межосевого расстояния по стандартной длине

$$a = \frac{1}{8} [2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{(2l - \pi(d_2 + d_1))^2 - 8(d_2 - d_1)^2}];$$

$$a = \frac{1}{8} [2 \cdot 2240 - 3,14 \cdot 810 + \sqrt{3750420 - 1620000}] = 427 \text{ мм.}$$

3.6. Угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \geq 120^\circ; \quad \alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{450}{427} = 120^\circ.$$

3.7. Скорость ремня V

$$V = \frac{\pi d_1 n_0}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 731,25}{60 \cdot 10^3} = 6,9 \text{ м/с;}$$

$V < [V] = 25 \text{ м/с}$; $[V]$ - допускаемая скорость.

([3], с.85) - для клиновых ремней.

3.8. Частота пробегов ремня и

$$u = \frac{V}{l} = \frac{6,9}{2,24} = 3,1 \text{ с}^{-1} < [v],$$

где $[v] = 30 \text{ с}^{-1}$ - допускаемая частота пробега. ([3], с. 85)

3.9. Определение допускаемой мощности передаваемой одним клиновым ремнем

$$[P_{\Pi}] = [P_0] c_p c_{\alpha} c_l c_z$$

$[P_0]$ - допускаемая мощность; $[P_0] = 2,61 \text{ кВт}$ ([3], с. 86 табл. 5.5.)

$$l_0 = 2240 \text{ мм.}$$

c - поправочные коэффициенты:

$$\left. \begin{array}{l} c_p = 1 \\ c_{\alpha} = 0,83 \\ c_l = 1 \end{array} \right\} \quad ([3], \text{ с. 78 табл. 5.2.})$$
$$c_z = 0,9$$

$$[P_{\Pi}] = 2,61 \cdot 1 \cdot 0,83 \cdot 1 \cdot 0,9 = 2,35 \text{ кВт.}$$

3.10. Количество клиновых ремней z

$$z = \frac{P_0}{[P_{\Pi}]} = \frac{12,2}{2,35} = 5,19 \approx 6,$$

где $[P_{\Pi}]$ - допускаемая мощность передаваемая ремнем

3.11. Сила предварительного натяжения F_0

$$F_0 = \frac{850 P_{\text{ном}} c_l}{z V c_{\alpha} c_p} = \frac{850 \cdot 12,2 \cdot 1}{6 \cdot 6,9 \cdot 0,83 \cdot 1} = 318 \text{ Н.}$$

3.12. Окружная сила, передаваемая комплектом клиновых ремней F_t

$$F_t = \frac{P_{ном} \cdot 10^3}{V} = \frac{12200}{6,9} = 2174 \text{ Н.}$$

3.13. Силы натяжения ведущей (F_1) и ведомой (F_2) ветвей

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z} = 318 + \frac{2174}{12} = 474 \text{ Н.}$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z} = 318 - \frac{2174}{12} = 163 \text{ Н.}$$

3.14. Сила, давления на вал $F_{он}$

$$F_{он} = 2F_0 z \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 318 \cdot 6 \cdot \sin 60^\circ = 3856 \text{ Н.}$$

3.15. Ширина шкива

$B = (z-1)p + 2f$ ([3], с.31 табл. 10.23.); $p=19$; $f=12,5$ ([3], табл. К40)

$$B = (6-1) \cdot 19 + 25 = 140 \text{ мм.}$$

Вывод: Таким образом проведя проверку на прочность одного

клинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей

ветви σ_{\max} получили следующие значение: $\sigma_{\max} = 8,19 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma]_p$,

где $[\sigma]_p = 10 \text{ Н / мм}^2$ - допускаемое напряжение растяжения. ([3], с. 81)

4. Расчет валов и подбор подшипников по динамической грузоподъемности

4.1. Расчет ведущего вала

$u_p = 4$ ($u_p \geq 2,8$) \Rightarrow первым вал делаем в виде вала шестерни,

который представляет из себя ступенчатый вал.

Диаметр выходного конца вала:

$$d_{\text{в1}} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2[\tau]_к}}, \text{ где } [\tau]_к - \text{допускаемое напряжение на кручение.}$$

$$[\tau]_K = 10..20 \frac{H}{мм^2} \quad ([3], \text{ с. 107})$$

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{530000}{0,2 \cdot 20}} = 51 \text{ мм. Для двигателя 180M8 имеем: } d_{двиг} = 55 \text{ мм. } ([3],$$

табл. К 10)

Следовательно, диаметр d_{e1} выходного конца вала принимаем 52 мм.

Рассчитываем длину вала под шкив: $l = B + (5..10) = 145 \text{ мм.}$

Выбор подшипников: $d_{n1} = d_1 + (7..10) = 60 \text{ мм.}$

Назначаем радиальные шарикоподшипники легкой

серии ГОСТ 8338-75 № 212 $d=60\text{мм}$, $D=110\text{мм}$, $B=22\text{мм}$, $r=2,5\text{мм}$,

$C_r=52 \text{ кН}$, $C_{0r}=31 \text{ кН}$ ([3], табл. К 27)

Определение реакции в опорах подшипников.

Запишем силы зацепления: $F_t=1903 \text{ Н}$, $F_r=4412 \text{ Н}$, $F_a=2281 \text{ Н}$

Сила F_a воздействует на вал по средством изгибающего момента

$$M_{a1} \text{ который равен: } M_{a1} = \frac{F_a d_1}{2} = \frac{2281 \cdot 89,05}{2} = 101560 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Сила F_{on} параллельна силе F_r и направлена в противоположную сторону, $F_{on}=3856 \text{ Н.}$

1. Вертикальная плоскость:

$$\sum M_1 = 0: \quad M_{a1} + 95F_r - 2 \cdot 95R_{2e} + F_{on}(95 \cdot 2 + 108) = 0;$$

$$R_{2e} = \frac{101560 + 4412 \cdot 95 + 3856 \cdot 298}{190} = 8788,3 \text{ Н.}$$

$$\sum M_2 = 0: \quad M_{a1} + 190R_{1e} - 95F_r + 108F_{on} = 0;$$

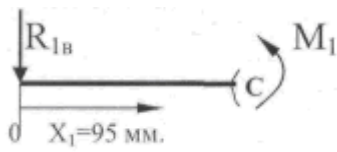
$$R_{1e} = \frac{-101560 + 4412 \cdot 95 - 3856 \cdot 108}{190} = -520,3 \text{ Н.}$$

Проверка: $R_{1e} + R_{2e} - F_r - F_{on} = 0$; $8788,3 - 520,3 - 4412 - 3856 = 0$;

$0=0$ - верное равенство.

Построение эпюры M_z :

Участок 1:

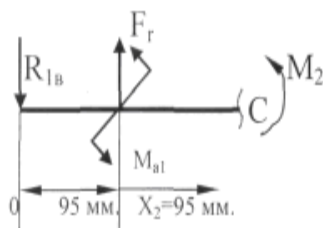


$$M_1 + R_{1B}x_1 = 0; M_1 = -R_{1B}x_1$$

$$\begin{cases} x_1 = 0 \Rightarrow M_1 = 0 \\ x_1 = 95 \text{ мм}; M_1 = 49,4285 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{cases}$$

Рис. 2

Участок 2:



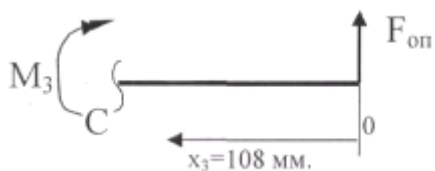
$$M_2 + R_{1B}(95 + x_2) - F_r x_2 + M_{a1} = 0$$

$$M_2 = -R_{1B}(95 + x_2) + F_r x_2 - M_{a1}$$

Рис. 3

$$\begin{cases} x_2 = 0 \Rightarrow M_2 = -101560 + 520,3 \cdot 95 = -52131,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \\ x_2 = 95 \text{ мм} \Rightarrow M_2 = 416,447 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{cases}$$

Участок 3:



$$F_{on}x_3 - M_3 = 0; M_3 = F_{on}x_3$$

$$\begin{cases} x_3 = 0 \Rightarrow M_3 = 0 \\ x_3 = 108 \text{ мм}; M_3 = 416448 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{cases}$$

Рис. 4

2. Горизонтальная плоскость.

$$\sum M_1 = 0: \quad -190R_{2z} + 95F_t = 0;$$

$$R_{2z} = \frac{11903 \cdot 95}{190} = 5951,5 \text{ Н.}$$

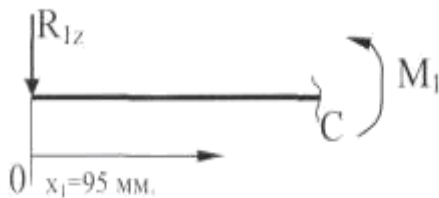
$$\sum M_2 = 0: \quad -95F_t + 190R_{1z} = 0;$$

$$R_{1z} = 5951,5 \text{ Н.}$$

Проверка: $2 \cdot 5951,5 - 11903 = 0; 0=0$

Построение эпюры M_y :

Участок 1:

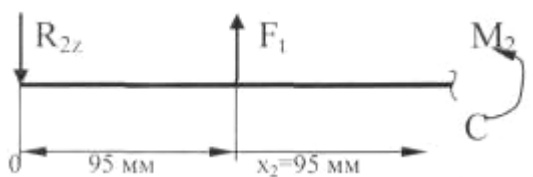


$$M_1 + R_{1z}x_1 = 0; M_1 = -R_{1z}x_1$$

$$\begin{cases} x_1 = 0 \Rightarrow M_1 = 0 \\ x_1 = 95; M_1 = -565,4 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{cases}$$

Рис. 5

Участок 2:



$$M_2 + R_{1z}(95 + x_2) - F_t x_2 = 0$$

$$M_2 = -R_{1z}(95 + x_2) + F_t x_2$$

$$\begin{cases} x_2 = 0 \Rightarrow M_2 = -565,4 \text{ Н} \cdot \text{м} \\ x_2 = 95 \Rightarrow M_2 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{cases}$$

Рис.6

Построение эпюр изгибающих и крутящих
моментов быстроходного вала

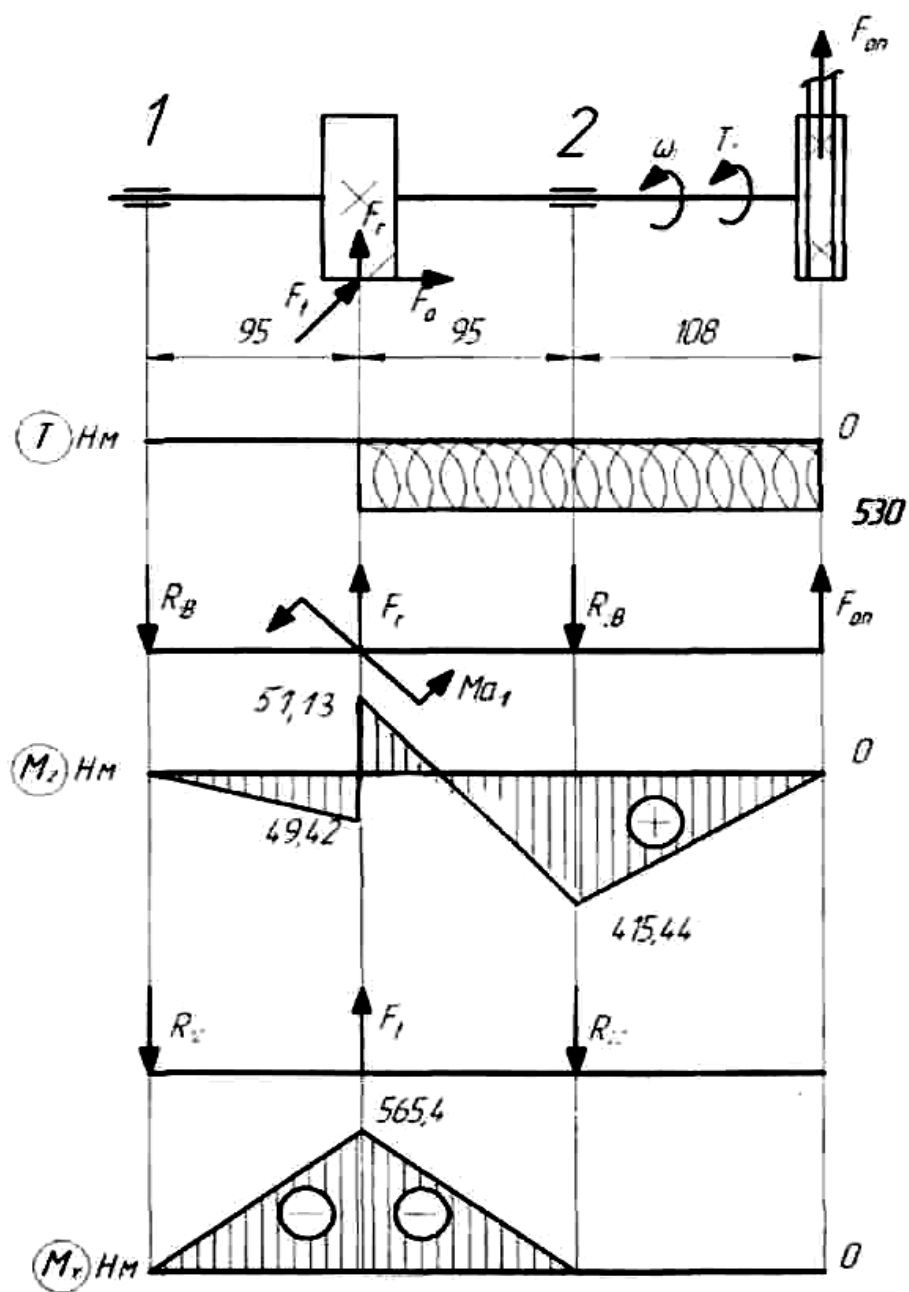


Рис. 7

4.2. Подбор подшипников для ведущего вала по динамической грузоподъемности

Найдем суммарные реакции в опорах:

$$F_1 = \sqrt{R_{1\theta}^2 + R_{1z}^2} = \sqrt{520,3^2 + 5951,5^2} = 5974 \text{ Н.}$$

$$F_2 = \sqrt{R_{2\theta}^2 + R_{2z}^2} = \sqrt{8788,3^2 + 5951,5^2} = 10614 \text{ Н.}$$

Подбор производим по опоре 2:

$$\text{Найдем: } \frac{F_a}{C_{0r}} = \frac{2281}{31000} = 0,074$$

$e=0,272$; $Y=1,62$ ([3], с. 131 табл. 9.2.)

$$\frac{F_a}{F_2} = \frac{2281}{10614} = 0,215 < e, \text{ значит, } X = 1 \quad Y = 0$$

$R_e = VR_r K_\sigma K_T$, где $R_r = F_2$; K_T - температурный коэффициент, если $T < 100^\circ$, то $K_T = 1$.

$$R_e = 1 \cdot 10614 \cdot 1,1 \cdot 1 = 10614 \text{ Н — эквивалентная нагрузка.}$$

$K_\sigma = 1,1$ - коэффициент безопасности ([3], табл. 9.4.)

$V=1$ - коэффициент вращения ([3], табл. 9.1.)

Расчетная долговечность подшипника:

$$L = \left(\frac{C_r}{R_e} \right)^\alpha = \left(\frac{52000}{10614} \right)^3 = 117,6 \text{ млн. об.}$$

$$L_h = \frac{a_1 \cdot a_2 \cdot L \cdot 10^6}{60n_2} = \frac{1 \cdot 0,8 \cdot 117,6 \cdot 10^6}{60 \cdot 208,5} = 9400 \text{ часов.}$$

Вывод: на первый вал ставим радиальные шарикоподшипники легкой серии № 212 ГОСТ 8338-75

4.3. Ведомый вал

Материал второго вала сталь 45 — улучшенная.

$$\sigma_\sigma = 780 \frac{H}{\text{мм}^2} \cdot ([3], \text{ с. 50 табл. 3.2.})$$

$$d_{e2} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau_k]}}, [\tau_k] = 20..25 \frac{H}{мм^2}. ([3], \text{с. 107})$$

$$d_{e2} \geq \sqrt[3]{\frac{1956 \cdot 1000}{0,2 \cdot 25}} = 73 \text{ мм.}; \text{принимаем } d_{e2} \approx 73 \text{ мм.}, d_{n2} = 80 \text{ мм.},$$

$d_k = 85$ мм, где d_{e2} - диаметр ведомого вала; d_{n2} - диаметр под подшипники; d_k - диаметр под колесо. Назначаем радиальные шарикоподшипники легкой серии № 216 ГОСТ 8338-75. $D = 80$ мм, $D = 140$ мм, $B = 26$ мм, $r = 3$ мм, $C_r = 70,2$ кН, $C_{0r} = 45$ кН. ([3], табл. К 27)

Определение реакции в опорах подшипников.

$$F_t = 11903 \text{ Н}, F_r = 4412 \text{ Н}, F_a = 2281 \text{ Н}$$

Сила F_a воздействует на вал по средствам изгибающего момента

$$M_{a2} = F_a \frac{d_2}{2} = 2281 \cdot \frac{358,95}{2} = 409382 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$F_M = 125 \sqrt{T_2} = 125 \cdot \sqrt{1955} = 5527 \text{ Н.}$$

1 Вертикальная плоскость.

$$\sum M_3 = 0: \quad M_{a2} - 95 \cdot F_r + 2 \cdot 95 R_{4e} = 0;$$

$$R_{4e} = \frac{-409382 + 4412 \cdot 95}{190} = 51,4 \text{ Н.}$$

$$\sum M_4 = 0: \quad 95 F_r + M_a - 190 R_{3e} = 0;$$

$$R_{1e} = \frac{4412 \cdot 95 + 409382}{190} = 4360,6 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } R_{3e} - F_r + R_{4e} = 0; 4360,6 - 4412 + 51,4 = 0;$$

$0 = 0$ - верное равенство.

Построение эпюры M_z :

Участок 1:

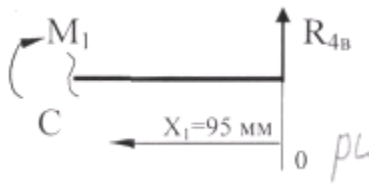
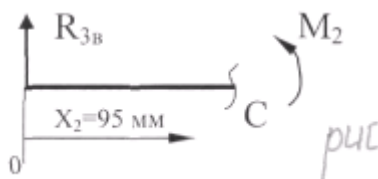


Рис. 8

$$M_1 - R_{4в}x_1 = 0; M_1 = R_{4в}x_1$$

$$\begin{cases} x_1 = 0 \Rightarrow M_1 = 0 \\ x_1 = 95 \text{ мм} \Rightarrow M_1 = 4,883 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{cases}$$

Участок 2:



$$M_2 - R_{3в}x_2 = 0; M_2 = R_{3в}x_2$$

$$\begin{cases} x_2 = 0 \Rightarrow M_2 = 0 \\ x_2 = 95 \text{ мм} \Rightarrow M_2 = 414,265 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{cases}$$

Рис. 9

2 Горизонтальная плоскость:

$$\sum M_3 = 0: -140F_M - 95F_t + 190R_{4з} = 0;$$

$$R_{4з} = \frac{5527 \cdot 140 + 11903 \cdot 95}{190} = 10024 \text{ Н.}$$

$$\sum M_4 = 0: -330F_M + 190R_{3з} + 95F_t = 0;$$

$$R_{3з} = 3648 \text{ Н.}$$

Проверка: $F_M + R_{4з} - R_{3з} - F_t = 0$; $5527 + 10024 - 3648 - 11903$; $0 = 0$ - верно.

**Построение эпюр изгибающих и крутящих
моментов тихоходного вала**

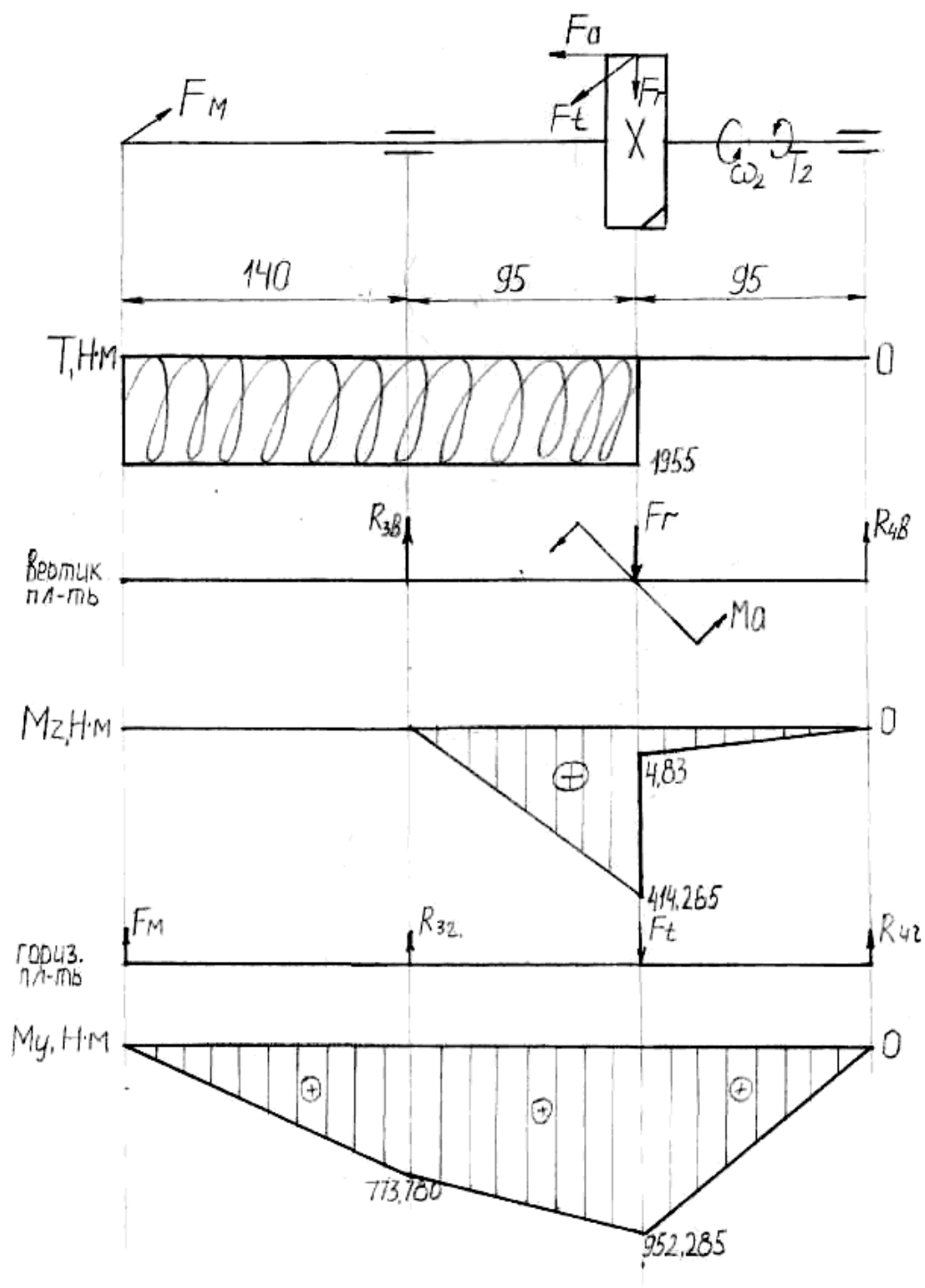
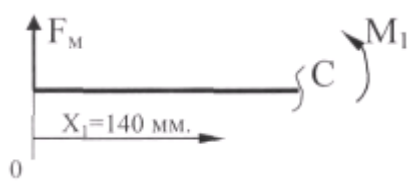


Рис. 10

Построение эпюры M_y :

Участок 1:

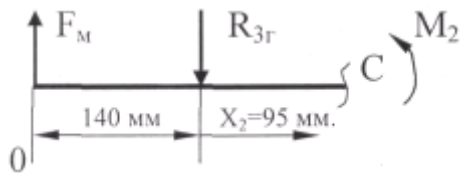


$$M_1 - F_M x_1 = 0; M_1 = F_M x_1$$

$$\begin{cases} x_1 = 0 \Rightarrow M_1 = 0 \\ x_1 = 140 \text{ мм} \Rightarrow M_1 = 773,780 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{cases}$$

Рис. 11

Участок 2:



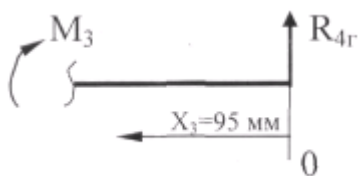
$$M_2 + R_{3Г} x_2 - F_M (140 + x_2) = 0$$

$$M_2 = F_M (140 + x_2) - R_{3Г} x_2$$

$$\begin{cases} x_2 = 0 \Rightarrow M_2 = 773,780 \text{ Н} \cdot \text{м} \\ x_2 = 95 \text{ мм} \Rightarrow M_2 = 952,285 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{cases}$$

Рис.12

Участок 3:



$$R_{4Г} x_3 - M_3 = 0; M_3 = R_{4Г} x_3$$

$$\begin{cases} x_3 = 0 \Rightarrow M_3 = 0 \\ x_3 = 95 \text{ мм} \Rightarrow M_3 = 952,284 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{cases}$$

Рис. 13

4.4. Подбор подшипников для ведомого вала

Найдём суммарные реакции опор:

$$F_3 = \sqrt{R_{3\sigma}^2 + R_{4\sigma}^2} = \sqrt{4360,6^2 + 3648^2} = 5685 \text{ Н.}$$

$$F_4 = \sqrt{R_{4\sigma}^2 + R_{4\sigma}^2} = \sqrt{10024^2 + 51,4^2} = 10024 \text{ Н.}$$

Подбор производим по опоре 4:

$$\text{Найдем: } \frac{F_a}{C_{0r}} = \frac{2281}{45000} = 0,05 \Rightarrow e=0,25 \text{ ([3], с. 131 табл. 9.2.)}$$

$$\frac{F_a}{F_4} = \frac{2281}{10024} = 0,228 < e, \text{ значит, } X = 1 \text{ } Y = 0$$

$R_e = VR_r K_\sigma K_T$, где $R_e = F_4$; R_e — эквивалентная нагрузка.

K_T - температурный коэффициент, если $T < 100^\circ$, то $K_T = 1$.

$K_\sigma = 1,1$ - коэффициент безопасности ([3], табл. 9.4.)

V - коэффициент вращения; $V=1$ ([3], табл.9.1.)

$$R_e = 10024 \text{ Н}$$

Расчетная долговечность подшипника:

$$L = \left(\frac{C_r}{R_e} \right)^2 = \left(\frac{70200}{10024} \right)^2 = 343,5 \text{ млн. об.}$$

$$L_h = \frac{a_1 \cdot a_2 \cdot L \cdot 10^6}{60 n_\alpha} = \frac{1 \cdot 0,8 \cdot 343,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 52} = 110086 \text{ часов.}$$

$$> \frac{1}{2} L_n = 18000 \text{ часов}$$

Вывод: на второй вал ставим радиальные шарикоподшипники легкой серии № 216 ГОСТ 8338-75

4. Подбор шпонок и расчет шпоночных соединений на смятие

Шпонки подбираем по таблицам ГОСТа в зависимости от диаметра вала и проверяем расчетом соединения на смятие.

Ставим на валы призматические шпонки ГОСТ 23360-78 со скругленными торцами.

Производим подбор шпонок:

$$1) d_{\sigma 1} = 52 \text{ мм} \Rightarrow e = 16 \text{ мм, } h = 10 \text{ мм, } t_1 = 6 \text{ мм, } t_2 = 4,3 \text{ мм,}$$

$l=125$ мм - при длине вала под шкив, равной 140 мм. ([3], К 42).

2) $d_{\phi 2}=73$ мм $\Rightarrow \phi=22$ мм, $h=14$ мм, $t_1=9$ мм, $t_2=5,4$ мм,

$l=125$ мм - при длине вала под муфту, равной 140 мм. ([3], К 42).

3) $d_K=85$ мм $\Rightarrow \phi=25$ мм, $h=14$ мм, $t_1=9$ мм, $t_2=5,4$ мм,

$l=100$ мм - при длине ступицы, равной 112 мм. ([3], К 42).

Условие прочности

$$\sigma_{cm} = \frac{F_t}{A_{cm}} \leq [\sigma]_{cm}; A_{cm} = (0,94h - t_1)l_p$$

$l_p = l - \phi$ - рабочая длина шпонки со скругленными торцами.

l - полная длина шпонки.

Проверочный расчет на смятие: $[\sigma]_{cm} = 110$ МПа - для стальных ступиц ([3], с. 252)

$[\sigma]_{cm} = 70$ МПа - для чугунных ступиц.

$$F_t = \frac{2 \cdot T_i}{d_i}$$

$$\sigma_1 = \frac{2 \cdot 530 \cdot 10^3}{55 \cdot (0,94 \cdot 10 - 6) \cdot (125 - 16)} = 52,1 \text{ МПа} < [\sigma]_{cm} = 70 \text{ МПа}$$

$$\sigma_2 = \frac{2 \cdot 1955 \cdot 10^3}{73 \cdot (0,94 \cdot 14 - 9) \cdot (125 - 22)} = 63 \text{ МПа} < [\sigma]_{cm} = 70 \text{ МПа}$$

$$\sigma_3 = \frac{2 \cdot 1955 \cdot 10^3}{85 \cdot (0,94 \cdot 14 - 9) \cdot (100 - 25)} = 136,7 \text{ МПа} > [\sigma]_{cm} = 110 \text{ МПа}$$

Вывод: таким образом, произведя подбор шпонок и сделав

проверочный расчет на смятие мы выбираем следующие шпонки:

- для быстроходного вала: Шпонка $16 \times 10 \times 125$ ГОСТ 23360-78

- для тихоходного вала: Шпонка $22 \times 14 \times 125$ ГОСТ 23360-78

- для тихоходного вала под ступицу зубчатого колеса:

Шпонка $25 \times 14 \times 100$ ГОСТ 23360-78 в количестве 2-х штук.

6. Уточненный расчет ведомого вала в сечении под зубчатым колесом
на усталостную прочность

6.1. Посчитаем суммарный изгибающий момент

$$M_a = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = \sqrt{414,265^2 + 952,285^2} \cdot 10^3 = 1038,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6.2. Осевой момент сопротивления сечения вала под колесом для 2-х
шпонок:

$$W_{\text{НЕТТО}} = 0,1d^3 - 2 \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} \quad ([3], \text{ с. 256 табл. 11.1.})$$

где d, b, t_1 - из ([3], К 42)

$$W_{\text{НЕТТО}} = 0,1 \cdot 85^3 - 2 \frac{25 \cdot 9 \cdot (85-9)^2}{2 \cdot 85} = 54685 \text{ мм}^2$$

6.3. Определим нормальные напряжения

Они измеряются по симметричному циклу, при котором амплитуда

Напряжений σ_a равна максимальному значению,

средней амплитуды $\sigma_m = 0$.

$$\sigma_a = \sigma_{\text{max}} = \frac{M_A}{W_{\text{НЕТТО}}} = \frac{1038,5 \cdot 10^3}{54685} = 19 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

6.4. Полярный момент инерции сопротивления сечения вала под колесом
для 2-х шпонок

$$W_{\rho\text{НЕТТО}} = 0,2d^3 - 2 \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = 0,2 \cdot 85^3 - 2 \frac{25 \cdot 9 \cdot 76^2}{170} = 116100 \text{ мм}^3$$

6.5. Касательное напряжение

Оно измеряется по пульсирующему (пульсационному, отнулевому
циклу).

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_2}{2W_{\rho_{\text{НЕТТО}}}} = \frac{1955 \cdot 10^3}{2 \cdot 116100} = 8,5 \frac{H}{\text{мм}^2}$$

6.6 Определим коэффициент концентрации нормальных и касательных напряжений для расчетного сечения вала

$$(K_{\sigma})_D = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_2} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y}; \quad (K_{\tau})_D = \left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y}.$$

K_{σ} , K_{τ} - эффективные коэффициенты концентраций напряжений.

$K_{\sigma}=1,65$, $K_{\tau}=1,45$ ([3], с. 257 табл. 11.2.)

K_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения. $K_d=0,76$ ([3], с. 258 табл. 11.3.)

K_F - коэффициент влияния шероховатости;

$K_F=1,1$ (R_a — параметр шероховатости поверхности,

$R_a=2,5$ МКМ) ([3], с. 258 табл. 11.4.)

K_y - коэффициент влияния поверхностного упрочнения

$K_y=2$ ([3], с. 258 табл. 11.5.)

$$(K_{\sigma})_D = \left(\frac{1,65}{0,76} + 1,1 - 1 \right) \cdot \frac{1}{2} = 1,135$$

$$(K_{\tau})_D = \left(\frac{1,45}{0,76} + 1,1 - 1 \right) \cdot \frac{1}{2} = 1$$

6. 7. Определим пределы выносливости в расчетном сечении вала

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D}; \quad (\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\sigma})_D}.$$

σ_{-1} , τ_{-1} - пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения.

Материал второго вала сталь 45 - нормализованная.

$$\sigma_{-1} = 260 \frac{H}{мм^2} \quad ([3], \text{ с. 50 табл. 3.2.})$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1}, \quad ([3], \text{ с. 259}); \quad \tau_{-1} = 151 \frac{H}{мм^2}$$

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{260}{1,135} = 229 \frac{H}{мм^2}; \quad (\tau_{-1})_D = \frac{151}{1} = 151 \frac{H}{мм^2}.$$

6.8. Коэффициент запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a} = \frac{229}{19} = 12; \quad S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a} = \frac{151}{8,5} = 21,3.$$

6.9. Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S], \text{ где } [S] = 1,5..2 \quad ([3], \text{ с. 253})$$

$$S = \frac{12 \cdot 21,3}{\sqrt{12^2 + 21,3^2}} = 10,5 \gg [S] \Rightarrow \text{В данном сечении имеется прочный}$$

запас усталостной прочности.

7. Расчет конструктивных размеров корпуса и крышки редуктора

7.1. Толщина стенки корпуса

$$\delta = 0,025 a_w + 1..5 \text{ мм} = 0,025 \cdot 224 + 3,4 = 9 \text{ мм}.$$

7.2. Толщина стенки крышки корпуса редуктора

$$\delta_1 = 0,02 a_w + 1..5 \text{ мм} = 0,02 \cdot 224 + 3,52 = 8 \text{ мм}.$$

7.3. Диаметр фундаментальных болтов

$$d_{\phi} = (1,5..2,5) \delta = (1,5..2,5) \cdot 9 = 20 \text{ мм} = d_1$$

7.4. Диаметр болтов соединяющих корпус с крышкой редуктора

$$d_k \approx (0,7..0,8)d_\phi = (0,7..0,8) \cdot 20 = 16 \text{ мм} = d_2$$

7.5. Диаметр штифтов

$$d_{шт} = d_3 = 0,5d_1 = 10 \text{ мм}.$$

7.6. Диаметр болтов для крепления крышки смотрового отверстия

$$d_{отв} = 10 \text{ мм}.$$

7.7. Диаметр резьбы пробки (для слива масла из корпуса редуктора)

$$d_m \geq (1,6..2,2)\delta = (1,6..2,2) \cdot 9 = 16 \text{ мм}.$$

7.8. Толщина верхнего пояса корпуса редуктора s

$$s = 1,5\delta = 1,5 \cdot 9 = 13,5 \text{ мм}, \text{ принимаем } s = 14 \text{ мм}.$$

7.9. Толщина пояса крышки редуктора s_1

$$s_1 = 1,5\delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}, \text{ принимаем } s_1 = 12 \text{ мм}.$$

7.10. Толщина нижнего пояса корпуса редуктора t

$$t = (2..2,5)\delta = (2..2,5) \cdot 9 = 18..22,5 \text{ мм}, \text{ принимаем } t = 20 \text{ мм}.$$

8. Смазка зацеплений и подшипников

8.1. Выбор способа смазывания

Для данного редуктора со $V = 1,1$ м/с применяем непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным способом (окунанием).

8.2. Выбор сорта смазочного масла

Так как напряжение в зубьях $\sigma_H = 458,2$ МПа, то выбираем сорт смазочного масла И-Г-А-68 ГОСТ 17479.4-87, где кинематическая

вязкость при 40°C равна 61..75 мм²/с. Класс кинематической вязкости - 68.

8.3. Определим количества масла

Количество масла определим из расчета 0,5 л. на 1 кВт передаваемой мощности. $P = 15$ кВт => количество масла равно 7,5 л.

8.4. Уровень масла

$2,25 \cdot m \leq h_m \leq 0,25d_2$, где m - модуль зацепления; $m = 2,5$ мм;

$0,25d_2 = 64,74$; $2,5 \leq h_m \leq 64,74$.

Заключение

В данной пояснительной записке был проведен расчет привода электрической лебедки:

- подобран электродвигатель;
- рассчитаны клиноременная передача, цилиндрический редуктор;
 - подобраны подшипники на валы и муфта на ведомый вал;
 - проведена проверка шпоночных соединений на смятие.

Спроектированный редуктор прошел:

- проверку на контактные напряжения;
- проверку зубьев на выносливость по напряжениям изгиба;
- проверку подшипников на долговечность;

В сечении под колесом на ведомом валу была проведена проверка на выносливость.

Список литературы

1. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 9-е изд., перераб. и доп. – М. : Академия, 2006. – 496 с. (Высшее профессиональное образование).
2. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : ИНФРА-М, 2012. – 414 с.
3. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – Калининград : Янтарный сказ, 1999.

Пример оформления спецификации к сборочному чертежу редуктора

Форм.	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
A1			2502-ПЭЛ-13-00.00.00.СБ	Сборочный чертеж	1	
A4			2502-ПЭЛ-13-00.00.00.ПЗ	Пояснительная записка	1	
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1	2502-ПЭЛ-13-00.00.01.00	<u>Маслоуказатель</u>	1	
				<u>Детали</u>		
		2	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.01	Корпус	1	
		3	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.02	Крышка корпуса	1	
A3		4	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.03	Колесо зубчатое	1	
		5	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.04	<u>Кольцо лагедерживающее</u>	1	
		6	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.05	Колесо распорное	1	
A3		7	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.06	Вал тихоходный	1	
		8	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.07	Вал быстроходный	1	
		9	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.08	Крышка подшипника	1	
A3		10	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.09	Крышка подшипника	1	
		11	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.010	Крышка подшипника	1	
		12	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.011	Крышка подшипника	1	
		13	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.012	Крышка люка	1	
		14	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.013	Прокладка	1	
		15	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.014	Прокладка	4	В наборе
		16	2502-ПЭЛ-13-00.00.00.015	Прокладка	4	В наборе
				2502-ПЭЛ-13-00.00.00.СБ		
<u>ИЗ</u>	<u>Лис</u>	<u>№ докум.</u>	<u>Подп</u>	<u>Да</u>		
Студент						
<u>Препод.</u>	Рябоконь					
<u>Консульт.</u>						
Принял						
Зав. каф.						
Редуктор цилиндрический					<u>Литер.</u>	<u>Лист</u>
						1
					НТИ УГТУ Гр. 355 ХТ	

<u>Форм.</u>	<u>Зона</u>	<u>Позиц.</u>	<u>Обозначение</u>	<u>Наименование</u>	<u>Кол-во</u>	<u>Примечание</u>
				<u>Стандартные изделия</u>		
		17		Болт М8-6g×15.46 ГОСТ 7798-70	4	
		18		Болт M10-6g×35.46 ГОСТ 7798-70	12	
		19		Болт M12-6g×45.46 ГОСТ 7798-70	4	
		20		Болт M16-6g×115.46 ГОСТ 7798-70	4	
		21		Болт M16-6g×120.46 ГОСТ 7798-70	4	
		22		Болт M20-6g×40.46 ГОСТ 7798-70	4	
		23		Гайка M12-6H.5 ГОСТ 5915-70	4	
		24		Гайка M16-6H.5 ГОСТ 5915-70	8	
		25		Манжета I.I-55×80-I ГОСТ 8752-79	1	
		26		Манжета I.I-80×105-I ГОСТ 8752-79	1	
		27		Подшипник 212 ГОСТ 8338-75	2	
		28		Подшипник 216 ГОСТ 8338-75	2	
		29		Пробка M16×1,5 СП С25-4	1	
		30		Шайба 10.65Γ.029 ГОСТ 6402-70	12	
Изм.	Лист	№	Подп.	Дата	2502-ПЭМ-13-00.00.00.CB.	
					<i>Лист</i> 2	

[illegible]

Электронное текстовое учебное издание

Автор-составитель:

РЯБОКОНЬ Тамара Александровна

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

В 7 частях

ЧАСТЬ 7

**Курсовое проектирование по прикладной механике,
деталям машин и основам конструирования,
основам проектирования и конструирования машин**

Редактор *А. В. Кочурина*

Разрешено к публикации 05.06.2019

Электронный формат – *pdf*

Объем – 2,75 уч.-изд. л.

Ресурсный информационно-образовательный центр

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования

«Уральский федеральный университет

имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

Нижнетагильский технологический институт (филиал)

622031, г. Нижний Тагил, ул. Красногвардейская, 59

Информационный сайт НТИ (филиал) УрФУ

<http://nti.urfu.ru>