

Учебное пособие

Учебное пособие

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
И ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ
ДВУХСТУПЕНЧАТОГО
РЕДУКТОРА**

**Э. П. Левченко,
О. А. Левченко,
А. А. Вишнеvский**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
И ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ
ДВУХСТУПЕНЧАТОГО
РЕДУКТОРА**

**Э. П. Левченко,
О. А. Левченко,
А. А. Вишнеvский**

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
«ДОНБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Э. П. Левченко, О. А. Левченко, Д. А. Вишнеvский

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА**

Учебное пособие
к выполнению курсового проекта по деталям машин и основам
конструирования

Рекомендовано Ученым советом ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ»

Алчевск
2017

УДК 621.83.061.1.001.36.001.66 (075.8)

ББК К446.1я7

Л 38

Левченко Эдуард Петрович — кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной гидромеханики ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ» (г. Алчевск);
Левченко Оксана Александровна — кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной гидромеханики ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ» (г. Алчевск);
Вишневский Дмитрий Александрович — кандидат технических наук, доцент кафедры машин металлургического комплекса ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ» (г. Алчевск).

Рецензенты:

В. А. Витренко — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой технологии машиностроения и инженерного консалтинга ГОУ ЛНР Луганского национального университета им. В. Даля (г. Луганск);

Ю. А. Харламов — доктор технических наук, профессор кафедры машин металлургического комплекса ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ» (г. Алчевск);

А. М. Зинченко — кандидат экономических наук, доцент, заведующий кафедрой технологии и организации машиностроительного производства ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ» (г. Алчевск).

*Рекомендовано Ученым советом ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ»
(Протокол № 9 от 28.04.2017)*

Левченко Э. П.

Л 38

Проектирование и основы конструирования двухступенчатого редуктора. Учебное пособие к выполнению курсового проекта по деталям машин и основам конструирования / Э. П. Левченко, О. А. Левченко, Д. А. Вишневский. — Алчевск : ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ», 2017. — 107 с.

В учебном пособии приведены рекомендации, касающиеся выполнения курсового проекта по деталям машин, варианты заданий на курсовой проект и пример его выполнения. Приведены основные требования для оформления пояснительной записки и графической части.

Предназначено для повышения эффективности работы студентов в области курсового проектирования, в том числе самостоятельно изучающих дисциплину по заочной или дистанционной форме обучения.

УДК 621.83.061.1.001.36.001.66 (075.8)
ББК К446.1я7

© ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ», 2017

© Э. П. Левченко, О. А. Левченко,
Д. А. Вишневский, 2017

© Н. В. Чернышова, художественное
оформление обложки, 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ	6
2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА	8
2.1 Определение требуемой мощности электродвигателя	8
2.2 Выбор электродвигателя. Распределение передаточных чисел по ступеням	8
2.3 Определение частот вращения и угловых скоростей валов	9
2.4 Определение мощностей на валах	10
2.5 Определение крутящих моментов на валах	11
3 РАСЧЕТ СТУПЕНЕЙ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	13
3.1 Расчет быстроходной ступени (цилиндрическая косозубая передача) редуктора	13
3.1.1 Выбор машиностроительных материалов	13
3.1.2 Расчет допустимых напряжений на контактную выносливость	13
3.1.3 Определение межосевого расстояния	14
3.1.4 Расчет геометрических параметров цилиндрической косозубой передачи	15
3.1.5 Проверочный расчет передачи на контактную выносливость	17
3.1.6 Усилия в зацеплении	18
3.1.7 Проверочный расчет передачи на изгибную выносливость	18
3.2 Расчет тихоходной ступени (цилиндрическая прямозубая передача) редуктора	21
3.2.1 Выбор машиностроительных материалов	21
3.2.2 Расчет допустимых напряжений на контактную выносливость	21
3.2.3 Определение межосевого расстояния	22
3.2.4 Расчет геометрических параметров цилиндрической прямозубой передачи	23

3.2.5 Проверочный расчет передачи на контактную выносливость	24
3.2.6 Усилия в зацеплении	25
3.2.7 Проверочный расчет передачи на изгибную выносливость	25
4 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ	29
4.1 Предварительный расчет быстроходного вала	29
4.2 Предварительный расчет промежуточного вала	30
4.3 Предварительный расчет тихоходного вала	30
5 КОНСТРУИРОВАНИЕ КРЫШКИ И КОРПУСА РЕДУКТОРА	32
6 КОНСТРУИРОВАНИЕ КОЛЕС	34
6.1 Конструктивные размеры цилиндрического колеса быстроходной ступени	34
6.2 Конструктивные размеры цилиндрического колеса тихоходной ступени	34
7 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ВАЛА	36
8 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ВАЛА	42
9 РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	44
10 ВЫБОР СМАЗКИ, НАЗНАЧЕНИЕ УПЛОТНЯЮЩИХ И ЗАЩИТНЫХ УСТРОЙСТВ	46
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	47
Приложение А — Варианты заданий на курсовой проект	48
Приложение Б — Тематические ссылки для поиска необходимой информации при выполнении курсового проекта	53
Приложение В — Пример расчета конической быстроходной ступени редуктора	63
Приложение Г — Примеры выполнения титульных листов пояснительной записки	74
Приложение Д — Разработка эскиза (компоновки) общего вида редуктора	78
Приложение Е — Оформление документации	80
Приложение Ж — Образец штампов для чертежей и схем	90
Приложение К — Графическая часть курсового проекта	92

ВВЕДЕНИЕ

Целью учебного пособия является оптимизация работы студентов при выполнении курсового проекта (задания) по деталям машин и основам конструирования в механике, а следовательно, получение необходимых знаний и навыков для постановки и решения инженерных задач в практической деятельности для успешной наработки первичных конструкторских умений.

Приведены разъяснения, порядок и пример содержания этапов проектирования двухступенчатых редукторов технологических установок и оборудования. Представлены технические задания на курсовой проект для студентов различных форм обучения. Материал излагается в соответствии со стадиями проектирования, предусмотренными ЕСКД, и служит «проводником» по процессу конструирования.

Курсовой проект (работа) является учебным научно-техническим документом, который должен содержать исчерпывающие систематизированные сведения по его выполнению и быть оформлен в соответствии с требованиями на конструкторскую документацию и текстовые документы.

Профилирующая кафедра вправе разрешить выполнение курсового проекта (работы) в виде комплекта конструкторских документов по ЕСКД (включая пояснительную записку, оформленную по соответствующему стандарту) или в виде комплекта программных по ЕСПД и технологических по ЕСТД документов (в том числе пояснительной записке).

Допускается учебный конструкторский проект составлять из документов технического задания, эскизного проекта, технического проекта и рабочей документации.

1 ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Спроектировать привод к ленточному конвейеру по схеме (рис. 1.1). Заданы окружное усилие на барабане F_t , окружная скорость барабана V и диаметр барабана: $F_t = 3 \text{ кН}$, $V = 0,6 \text{ м/с}$, $D = 250 \text{ мм}$.

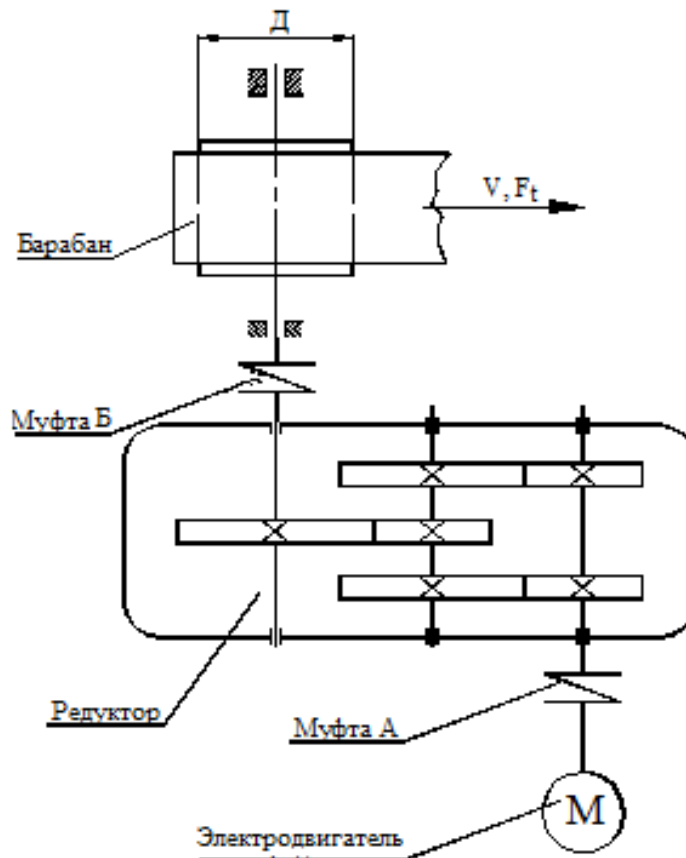


Рисунок 1.1 — Кинематическая схема привода

Выполнить и привести расчетно-пояснительную записку с полным расчетом привода, спецификациями и следующими чертежами.

Лист 1 (формат А1) — Двухступенчатый зубчатый редуктор со спецификацией.

Лист 2 (формат А1) — Привод в сборе (рама, редуктор, электродвигатель, муфта, защитный кожух) со спецификацией или чертежи корпуса или крышки редуктора.

Лист 3 (формат А2 или 2 формата А3) — Рабочие чертежи зубчатого колеса и вала (деталировка) — на выбор студента или по заданию преподавателя.

Вопросы для самоконтроля

1. Дайте определение редуктора и поясните его предназначение.
2. Поясните понятие привода.
3. Из каких основных частей состоит типовой редуктор?
4. Какое назначение рамы редуктора?
5. Для чего служит электродвигатель и какие бывают электродвигатели по частоте вращения вала ротора?
5. Какое предназначение муфты в редукторе и какие типы муфт наиболее распространены?
6. Какие корпусные детали содержит редуктор?
7. Для чего служит основание редуктора?
8. Какое предназначение крышки редуктора?
9. Какова маркировка редуктора в зависимости от кинематической схемы и межосевого расстояния?
10. Какое предназначение защитного кожуха в редукторе?
11. Какие основные обозначения включает в себя кинематическая схема редуктора и как они выглядят?
12. Что включает в себя спецификация редуктора?
13. Что такое сборочный чертеж редуктора и что он в себе содержит?
14. Что такое узел?
15. Что такое детализованный чертеж и что он в себя включает?
Как он может называться иначе?
16. С помощью чего редуктор устанавливается и закрепляется на раме?

2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

2.1 Определение требуемой мощности электродвигателя

$$P_{\text{эпр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_1^2 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4} = \frac{1,8}{0,98^2 \cdot 0,98^2 \cdot 0,97 \cdot 0,99^4} = 2,09 \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

где $\eta_1 = 0,98$ — КПД соединительной муфты (2 муфты) [1, с. 6, табл. 1.1];

$\eta_2 = 0,98$ — КПД быстроходной ступени редуктора (закрытая косозубая цилиндрическая передача — 2 колеса) [1, с. 6, табл. 1.1];

$\eta_3 = 0,97$ — КПД тихоходной ступени редуктора (закрытая прямозубая цилиндрическая передача) [1, с. 6, табл. 1.1];

$\eta_4 = 0,99$ — КПД пары подшипников качения [1, с. 6, табл. 1.1].

Мощность на выходном валу определим по формуле:

$$P_{\text{вых}} = \frac{F_t \cdot V}{1000} = \frac{3,0 \cdot 10^3 \cdot 0,6}{1000} = 1,8 \text{ кВт}. \quad (2.2)$$

2.2 Выбор электродвигателя. Распределение передаточных чисел по ступеням

Передаточное число привода

$$U_{\text{пр}} = U_1 \cdot U_2 = 5,0 \cdot 4,0 = 20, \quad (2.3)$$

где $U_1 = 5$ — передаточное число быстроходной ступени редуктора [1, с. 7, табл. 1.2];

$U_2 = 4$ — передаточное число тихоходной ступени редуктора [1, с. 7, табл. 1.2].

Определим ориентировочную частоту вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{вл}} = n_{\text{вых}} \cdot U_{\text{пр}} = 45,84 \cdot 20 = 917,2 \text{ об/мин}, \quad (2.4)$$

где $n_{вых} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 250} = 45,86$ об/мин — частота вращения выходного (тихоходного вала).

Выбираем трехфазный асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором закрытого обдуваемого исполнения серии 4А по ГОСТ 19523-81: 4А100L6 [1, с. 384, табл. 19.27] с такими параметрами:

$$P_e = 2,2 \text{ кВт}; n_e^c = 1000 \text{ об/мин}; n_e^H = 950 \text{ об/мин}; d_g = 28 \text{ мм.} \quad (2.5)$$

Уточним передаточное число привода:

$$U_{np}^1 = \frac{n_e^H}{n_{вых}} = \frac{950}{45,86} = 20,72. \quad (2.6)$$

По ГОСТ 2185-66 [2, с. 34] выбираются передаточные числа (табл. 2.1).

Таблица 2.1 — Стандартные передаточные числа

Ряд	Стандартные передаточные числа (ГОСТ 2185-66)										
1	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0
2	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,0	9,0	11,2

Принимаем $U_1 = 5,0$ — передаточное число быстроходной ступени редуктора.

Уточним передаточное число тихоходной ступени редуктора:

$$U_2^1 = \frac{U_{np}^1}{U_1} = \frac{20,72}{5,0} = 4,14. \quad (2.7)$$

По ГОСТ 2185-66 принимаем $U_2 = 4,0$ — передаточное число тихоходной ступени.

2.3 Определение частот вращения и угловых скоростей валов

Частоты вращения валов редуктора:

– быстроходный:

$$n_1 = n_e^H = 950 \text{ об/мин}; \quad (2.8)$$

– промежуточный:

$$n_2 = \frac{n_1}{U_1} = \frac{950}{5,0} = 190 \text{ об/мин}; \quad (2.9)$$

– тихоходный:

$$n_3 = \frac{n_2}{U_2} = \frac{190}{4,0} = 47,5 \text{ об/мин}. \quad (2.10)$$

Расхождение полученной частоты вращения $n_3 = 47,5$ об/мин с заданной $n_{\text{вых}} = 45,84$ составляет

$$\Delta n = \frac{n_{\text{вых}} - n_3}{n_3} \cdot 100\% = \frac{47,5 - 45,86}{47,5} \cdot 100\% = 3,45\%, \quad (2.11)$$

что меньше допустимой величины $\pm 4\%$ и является удовлетворительным.

Угловые скорости валов редуктора:

– быстроходный:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 950}{30} = 99,43 \text{ с}^{-1}; \quad (2.12)$$

– промежуточный:

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 190}{30} = 19,89 \text{ с}^{-1}; \quad (2.13)$$

– тихоходный:

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 47,5}{30} = 4,98 \text{ с}^{-1}. \quad (2.14)$$

2.4 Определение мощностей на валах

Быстроходный:

$$P_1 = P_{\text{эпр}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_4 = 2,09 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2,03 \text{ кВт}. \quad (2.15)$$

Промежуточный:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 2,03 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99 = 1,93 \text{ кВт}. \quad (2.16)$$

Тихоходный:

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 1,93 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 1,85 \text{ кВт.} \quad (2.17)$$

Вал барабана:

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_1 \cdot \eta_4 = 1,85 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1,8 \text{ кВт.} \quad (2.18)$$

2.5 Определение крутящих моментов на валах

Быстроходный:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2,03 \cdot 10^3}{99,47} = 20,4 \text{ Нм.} \quad (2.19)$$

Промежуточный:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{1,93 \cdot 10^3}{19,89} = 97 \text{ Нм.} \quad (2.20)$$

Тихоходный:

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{1,8 \cdot 10^3}{4,98} = 361,5 \text{ Нм.} \quad (2.21)$$

Анализ полученных результатов расчетов показывает, что частота вращения валов от быстроходного к тихоходному уменьшается, а крутящий момент, наоборот, возрастает, что полностью соответствует общепринятому определению редуктора и его предназначению.

Вопросы для самоконтроля

1. Как называются валы в редукторе и почему?
2. По каким признакам можно определить быстроходный вал в редукторе?
3. По каким признакам можно определить тихоходный вал в редукторе?
4. К какому валу присоединяется электродвигатель?
5. К какому валу присоединяется исполнительный механизм?
6. Как можно определить передаточное число редуктора не разбирая его?

7. Что будет, если при подключении электродвигателя перепутать быстроходный и тихоходный валы редуктора?

8. Что показывают КПД различных деталей и соединений и как они влияют на передаваемую мощность?

9. Формула для определения передаточного числа редуктора?

10. Как подобрать частоту вращения электродвигателя зная частоту вращения редуктора на выходе и передаточное число?

11. Что такое синхронная и асинхронная частота вращения электродвигателя?

12. Как разбить передаточные числа редуктора по ступеням и что для этого нужно иметь?

13. Где конструктивно находятся ступени редуктора?

14. По какой формуле находится частота вращения редуктора?

15. По какой формуле определяется связь угловой скорости вращения и частоты вращения?

16. По какой формуле находится расхождение заданной и расчетной частот вращения выходного вала редуктора?

17. Какой принцип заложен в формулу определения мощности на валах редуктора?

18. Почему передаваемая мощность падает в направлении ее передачи от быстроходного к тихоходному валу редуктора? Куда она теряется?

19. По какой формуле определяется крутящий момент на валу?

3 РАСЧЕТ СТУПЕНЕЙ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

3.1 Расчет быстроходной ступени (цилиндрическая косозубая передача) редуктора

3.1.1 Выбор машиностроительных материалов

Для изготовления колес цилиндрической косозубой передачи принимаем:

– шестерня: сталь 40Х, термообработка улучшение, $HB_1 = 275$, диаметр заготовки до 120 мм; предел прочности — $\sigma_b = 930$ МПа, предел текучести — $\sigma_T = 690$ МПа;

– колесо: сталь 40Х, термообработка улучшение, $HB_2 = 245$, предел прочности — $\sigma_b = 830$ МПа, предел текучести — $\sigma_T = 540$ МПа; диаметр заготовки более 160 мм.

3.1.2 Расчет допустимых напряжений на контактную выносливость

Допустимые напряжения на контактную выносливость определяем по формуле [2, с. 33, ф. 3.9]:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim_b}}{[S_H]} \cdot K_{H_L}, \quad (3.1)$$

где $\sigma_{H \lim_b} = 2 \cdot HB + 70$ — предел контактной выносливости при базовом числе циклов перемен напряжений [2, с. 34, табл. 3.2];

$[S_H] = 1,15$ — коэффициент безопасности [2, с. 33] (по средним значениям);

$K_{H_L} = 1,0$ — коэффициент долговечности [2, с. 33] (для курсовых проектов).

Допустимые напряжения на контактную выносливость:

– шестерни:

$$\begin{aligned}
[\sigma_H]_1 &= \frac{\sigma_{H \lim_{b1}}}{[S_H]} \cdot K_{H_L} = \frac{(2 \cdot HB_1 + 70) \cdot K_{H_L}}{[S_H]} = \\
&= \frac{(2 \cdot 275 + 70) \cdot 1,0}{1,15} = 539 \text{ МПа};
\end{aligned}
\tag{3.2}$$

– колеса:

$$\begin{aligned}
[\sigma_H]_2 &= \frac{\sigma_{H \lim_{b2}}}{[S_H]} \cdot K_{H_L} = \frac{(2 \cdot HB_2 + 70) \cdot K_{H_L}}{[S_H]} = \\
&= \frac{(2 \cdot 245 + 70) \cdot 1,0}{1,15} = 487 \text{ МПа}.
\end{aligned}
\tag{3.3}$$

Для дальнейших расчетов используем допустимые напряжения на контактную выносливость (так как передача косозубая):

$$[\sigma_H]_p = 0,45 \cdot ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45 \cdot (539 + 487) = 449 \text{ МПа}. \tag{3.4}$$

3.1.3 Определение межосевого расстояния

Определяем межосевое расстояние цилиндрической косозубой передачи по формуле [2, с. 32, ф. 3.7]:

$$\begin{aligned}
a_\omega &= K_a \cdot (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{2 \cdot U_1^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]_p^2}} = \\
&= 43 \cdot (5,0 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{97 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{2 \cdot 5,0^2 \cdot 0,4 \cdot 449^2}} = 79,2 \text{ мм};
\end{aligned}
\tag{3.5}$$

где $K_a = 43$ — коэффициент межосевого расстояния для косозубых колес [2, с. 32];

$T_2 = 97$ Нм — крутящий момент цилиндрического колеса (раздвоения мощности на быстроходной ступени учтено в формуле делением на 2);

$U = 5,0$ — передаточное число быстроходной передачи;

$K_{H\beta} = 1,2$ — коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, при несимметричном размещении колес [2, с. 32, табл. 3.1];

$\psi_{b_a} = 0,4$ — коэффициент ширины зубчатого венца для косозубых колес [2, с. 37];

$[\sigma_H]_p = 458 \text{ МПа}$ — расчетные допустимые напряжения на контактную выносливость цилиндрических косозубых колес.

По ГОСТ 2185-66 принимаем стандартное межосевое расстояние $a_\omega^F = 80 \text{ мм}$ [2, с. 36].

3.1.4 Расчет геометрических параметров цилиндрической косозубой передачи

Определим нормальный модуль зацепления:

$$m_1 = (0,01...0,02) \cdot a_\omega = (0,01...0,02) \cdot 80 = (0,8...1,6) \text{ мм.} \quad (3.6)$$

Принимаем по ГОСТ 9563-60 [2, с. 36] $m_1^F = 1,25 \text{ мм}$.

Так как передача косозубая, принимаем угол наклона линии зуба $\beta = 10^\circ$.

Определим суммарное число зубьев:

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_\omega^F \cdot \cos \beta}{m^F} = \frac{2 \cdot 80 \cdot \cos 10^\circ}{1,25} = 126. \quad (3.7)$$

Число зубьев цилиндрической шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U_1 + 1} = \frac{126}{5,0 + 1} = 21. \quad (3.8)$$

Принимаем число зубьев шестерни $Z_1 = 21$.

Число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 126 - 21 = 105. \quad (3.9)$$

Принимаем число зубьев колеса $Z_2 = 105$.

Фактическое передаточное число:

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{105}{21} = 5,0. \quad (3.10)$$

Расхождения при этом составляет $\Delta U = 0 \%$, что является удовлетворительным.

Уточним угол наклона линии зуба:

$$\beta = \arccos \frac{Z_{\Sigma} \cdot m}{2 \cdot a_{\omega}} = \arccos \frac{126 \cdot 1,25}{2 \cdot 80} = 10,1418. \quad (3.11)$$

Принимаем $\beta = 10^{\circ}08'$.

Угловой модуль зацепления:

$$m_t = \frac{m_1}{\cos \beta} = \frac{2}{\cos 10^{\circ}08'} = 1,2698. \quad (3.12)$$

Делительные окружности:

– шестерни:

$$d_1 = Z_1 \cdot m_t = 21 \cdot 1,2698 = 26,67 \text{ мм}; \quad (3.14)$$

– колеса:

$$d_2 = Z_2 \cdot m_t = 105 \cdot 1,2698 = 133,33 \text{ мм}. \quad (3.15)$$

Фактическое межосевое расстояние:

$$a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{26,67 + 133,33}{2} = 80 \text{ мм}. \quad (3.16)$$

Расхождение составляет 0 %, что является удовлетворительным.

Диаметр выступов:

– шестерни:

$$d_{a_1} = d_1 + 2 \cdot m = 26,67 + 2 \cdot 1,25 = 29,17 \text{ мм}; \quad (3.17)$$

– колеса:

$$d_{a_2} = d_2 + 2 \cdot m = 133,33 + 2 \cdot 1,25 = 135,83 \text{ мм}. \quad (3.18)$$

Диаметр впадин:

– шестерни:

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 26,67 - 2,5 \cdot 1,25 = 23,545 \text{ мм}; \quad (3.19)$$

– колеса:

$$d_{f_2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 133,33 - 2,5 \cdot 1,25 = 130,205 \text{ мм}. \quad (3.20)$$

Рабочая ширина венца:

– колеса:

$$b_2 = \psi_{b_a} \cdot a_\omega = 0,4 \cdot 80 = 32 \text{ мм}; \quad (3.21)$$

– шестерни:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 32 + (5 \dots 10) = 37 \dots 42 \text{ мм}. \quad (3.22)$$

Принимаем $b_1 = 40$ мм; $b_2 = 32$ мм.

Окружная скорость колес:

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{99,47 \cdot 26,67 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,33 \text{ м/с}. \quad (3.23)$$

Принимаем степень точности передачи $n = 8$.

3.1.5 Проверочный расчет передачи на контактную выносливость

Проверочный расчет передачи на контактную выносливость выполняем по формуле [2, с. 31, ф. 3.6]:

$$\begin{aligned} \sigma_{H_p} &= \frac{270}{a_\omega} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (U+1)^3}{2 \cdot b_2 \cdot U^2}} = \\ &= \frac{270}{80} \sqrt{\frac{97 \cdot 10^3 \cdot 1,25 \cdot (5,0+1)^3}{2 \cdot 32 \cdot 5,0^2}} = 431,8 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (3.24)$$

где $a_\omega = 80$ мм — межосевое расстояние;

$T_2 = 97$ Нм — крутящий момент колеса быстроходной ступени;

$U = 5,0$ — фактическое передаточное число;

$b_2 = 32$ мм — рабочая ширина венца колеса;

$K_H = K_{H_\alpha} \cdot K_{H_\beta} \cdot K_{H_\gamma} = 1,09 \cdot 1,15 \cdot 1,0 = 1,25$ — коэффициент нагрузки [2, с. 32];

$K_{H_\alpha} = 1,09$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями при $n = 8$ и окружной скорости $V = 1,33$ м/с [2, с. 39, табл. 3.4];

$K_{H_\beta} = 1,15$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при

$$\psi_{b_a} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{32}{26,67} = 1,2 \text{ [2, с. 39, табл. 3.5];}$$

$K_{H_9} = 1,0$ — динамический коэффициент [2, с. 40, табл. 3.6].

Условие $\sigma_{H_p} = 431,8 \text{ МПа} < [\sigma_H]_p = 458 \text{ МПа}$ выполняется, передача пригодна.

3.1.6 Усилие в зацеплении

Окружное усилие:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 97 \cdot 10^3}{2 \cdot 133,33} = 728 \text{ Н.} \quad (3.25)$$

Радиальное усилие шестерни и колеса:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 728 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ 08'} = 331,2 \text{ Н.} \quad (3.26)$$

Осевое усилие шестерни и колеса:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 728 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ 08' = 117 \text{ Н.} \quad (3.27)$$

3.1.7 Проверочный расчет передачи на изгибную выносливость

Проверку зубьев цилиндрических колес на выносливость по напряжениям изгиба определяем по [2, с. 46, ф. 3.25]:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m}, \quad (3.28)$$

где $F_t = 728 \text{ Н}$ — окружное усилие;

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} = 1,3 \cdot 1,1 = 1,43$ — коэффициент нагрузки;

$K_{F\beta} = 1,3$ — коэффициент концентрации напряжения [2, с. 43, табл. 3.7];

$K_{FV} = 1,1$ — коэффициент динамичности [2, с. 43, табл. 3.8].

Определим эквивалентное число зубьев:

– шестерни:

$$Z_{V_1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 10^\circ 08'} = 22,01; \quad (3.29)$$

принимаем $Z_{V_1} = 22$;

– колеса:

$$Z_{V_2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{105}{\cos^3 10^\circ 08'} = 110,07; \quad (3.30)$$

принимаям $Z_{V_2} = 110$.

Коэффициент формы зуба [2, с. 42]:

$Y_{F_1} = 3,98$ — коэффициент формы зуба шестерни;

$Y_{F_2} = 3,6$ — коэффициент формы зуба колеса;

$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{10^\circ 08'}{140} = 0,93$ — коэффициент компенсации погрешности [2, с. 46].

Коэффициент торцевого перекрытия [2, с. 39]:

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \\ &= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{105} \right) \right] \times \cos 10^\circ 08' = 1,67. \end{aligned} \quad (3.31)$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки [2, с. 47]:

$$K_{F_\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,67 - 1) \cdot (8 - 5)}{4 \cdot 1,67} = 0,9. \quad (3.32)$$

Допустимые напряжения изгиба [2, с. 43, ф. 3.24]:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F_{limb}}^\circ}{[S_F]}, \quad (3.33)$$

где $\sigma_{F_{limb}}^\circ = 1,8 \cdot HB$ — предел выносливости при отнулевом цикле изгиба [2, с. 44, табл. 3.9]:

– шестерни:

$$\sigma_{F_{limb_1}}^\circ = 1,8 \cdot HB_1 = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа}; \quad (3.34)$$

– колеса:

$$\sigma_{F \lim b_2}^{\circ} = 1,8 \cdot HB_2 = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}; \quad (3.35)$$

$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]'' = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$ — коэффициент безопасности [2, с. 43];

$[S_F]' = 1,75$ — коэффициент, учитывающий нестабильность материала [2, с. 44, табл. 3.9];

$[S_F]'' = 1,0$ — коэффициент, учитывающий способ получения заготовки [2, с. 44].

Допустимые напряжения изгиба:

– шестерни:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \lim b_1}^{\circ}}{[S_F]} = \frac{486}{1,75} = 278 \text{ МПа}; \quad (3.36)$$

– колеса:

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F \lim b_2}^{\circ}}{[S_F]} = \frac{441}{1,75} = 252 \text{ МПа}. \quad (3.37)$$

Определим отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ для шестерни и колеса и сравним их:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{278}{3,98} = 69,85 \text{ МПа} < \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{252}{3,6} = 70 \text{ МПа}. \quad (3.38)$$

Проверочный расчет проводим для зубьев шестерни, так как для них отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ наименьшие.

$$\begin{aligned} \sigma_{F_1} &= \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F_1} \cdot Y_{\beta} \cdot K_{F\alpha}}{b_1 \cdot m} = \\ &= \frac{728 \cdot 1,43 \cdot 3,98 \cdot 0,93 \cdot 0,9}{40 \cdot 1,25} = 69,36 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (3.39)$$

Условие $\sigma_{F_1} = 69,36 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 278 \text{ МПа}$ выполняется. Передача пригодна.

3.2 Расчет тихоходной ступени (цилиндрическая прямозубая передача) редуктора

3.2.1 Выбор машиностроительных материалов

Для изготовления колес цилиндрической прямозубой передачи принимаем:

– шестерня — сталь 40Х, термообработка улучшение, $HB_1 = 275$, диаметр заготовки до 120 мм; предел прочности $\sigma_b = 930$ МПа; предел текучести $\sigma_T = 690$ МПа.

– колесо — сталь 40Х, термообработка улучшение, $HB_2 = 245$, предел прочности $\sigma_b = 830$ МПа; предел текучести $\sigma_T = 540$ МПа; диаметр заготовки более 160 мм.

3.2.2 Расчет допустимых напряжений на контактную выносливость

Допустимые напряжения на контактную выносливость определим по формуле (2, с. 33, ф. 3.9):

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim_b}}{[S_H]} \cdot k_{H_L}, \quad (3.40)$$

где $\sigma_{H \lim_b} = 2 \cdot HB + 70$ — предел контактной выносливости при базовом числе циклов смены напряжений [2, с. 34, табл. 3.2];
 $[S_H] = 1,15$ — коэффициент безопасности [2, с. 33];
 $k_{H_L} = 1,0$ — коэффициент долговечности [2, с. 33].

Допустимые напряжения на контактную выносливость:

– шестерни:

$$\begin{aligned} [\sigma_H]_1 &= \frac{\sigma_{H \lim_b 1}}{[S_H]} \cdot k_{H_L} = \frac{(2 \cdot HB_1 + 70) \cdot k_{H_L}}{[S_H]} = \\ &= \frac{(2 \cdot 270 + 70) \cdot 1,0}{1,15} = 530 \text{ МПа}; \end{aligned} \quad (3.41)$$

– колеса:

$$\begin{aligned}
[\sigma_H]_2 &= \frac{\sigma_{H\lim_{b_2}}}{[S_H]} \cdot k_{H_L} = \frac{(2 \cdot HB_2 + 70) \cdot k_{H_L}}{[S_H]} = \\
&= \frac{(2 \cdot 245 + 70) \cdot 1,0}{1,15} = 487 \text{ МПа}.
\end{aligned}
\tag{3.42}$$

Для дальнейших расчетов принимаем допустимые напряжения на контактную выносливость $[\sigma_H]_p = [\sigma_H]_2 = 487 \text{ МПа}$.

3.2.3 Определение межосевого расстояния

Определим межосевое расстояние цилиндрической прямозубой передачи по формуле [2, с. 32, ф. 3.6]:

$$\begin{aligned}
a_\omega &= K_a \cdot (U_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_{H\beta}}{U_2^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]_p^2}} = \\
&= 49,5 \cdot (4,0 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{361,5 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{4,0^2 \cdot 0,315 \cdot 487^2}} = 174,1 \text{ мм},
\end{aligned}
\tag{3.43}$$

где $K_a = 49,5$ — коэффициент межосевого расстояния для прямозубых колес [2, с. 32];

$T_3 = 361,5 \text{ Нм}$ — крутящий момент цилиндрического колеса;

$U = 4,0$ — передаточное число цилиндрической передачи;

$K_{H\beta} = 1,15$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, при несимметричном размещении колес [2, с. 32, табл. 3.1];

$\psi_{ba} = 0,315$ — коэффициент ширины зубчатого венца по ГОСТ 2185-66 [2, с. 33];

$[\sigma_H]_p = 487 \text{ МПа}$ — расчетные допустимые напряжения на контактную выносливость цилиндрических прямозубых колес.

По ГОСТ 2185-66 принимаем $a_\omega^T = 180 \text{ мм}$ [2, с. 3].

3.2.4 Расчет геометрических параметров цилиндрической прямозубой передачи

Определим нормальный модуль зацепления:

$$m_2 = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 180 = (1,8 \dots 3,6) \text{ мм.} \quad (3.44)$$

Принимаем по ГОСТ 9563-60 [2, с. 36] $m_2^r = 3,0 \text{ мм}$.

Так как передача прямозубая, то угол наклона линии зуба $\beta = 0^\circ$.

Определим суммарное число зубьев:

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w^r \cdot \cos \beta}{m^r} = \frac{2 \cdot 180 \cdot \cos 0^\circ}{3,0} = 120. \quad (3.45)$$

Число зубьев цилиндрической шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U_2 + 1} = \frac{120}{4,0 + 1} = 24. \quad (3.46)$$

Принимаем число зубьев шестерни $Z_1 = 24$.

Число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 120 - 24 = 96. \quad (3.48)$$

Принимаем число зубьев колеса $Z_2 = 96$.

Фактическое передаточное число:

$$U_2 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{96}{24} = 4,0. \quad (3.49)$$

Расхождение составляет $\Delta U = 0 \%$, что является удовлетворительным.

Делительный диаметр:

– шестерни:

$$d_1 = Z_1 \cdot m = 24 \cdot 3,0 = 72 \text{ мм}; \quad (3.50)$$

– колеса:

$$d_2 = Z_2 \cdot m = 96 \cdot 3,0 = 288 \text{ мм}. \quad (3.51)$$

Фактическое межосевое расстояние:

$$a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{72 + 288}{2} = 180 \text{ мм.} \quad (3.52)$$

Расхождение составляет 0 %, что является удовлетворительным.

Диаметр выступов:

– шестерни:

$$d_{a_1} = d_1 + 2 \cdot m_2 = 72 + 2 \cdot 3,0 = 78 \text{ мм;} \quad (3.53)$$

– колеса:

$$d_{a_2} = d_2 + 2 \cdot m = 288 + 2 \cdot 3,0 = 294 \text{ мм.} \quad (3.54)$$

Диаметр впадин:

– шестерни:

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5 \cdot m_2 = 72 - 2,5 \cdot 3,0 = 64,5 \text{ мм;} \quad (3.55)$$

– колеса:

$$d_{f_2} = d_2 - 2,5 \cdot m_2 = 288 - 2,5 \cdot 3,0 = 280,5 \text{ мм.} \quad (3.56)$$

Рабочая ширина венца:

– колеса:

$$b_2 = \psi_{b_a} \cdot a_{\omega} = 0,315 \cdot 180 = 56,7 \text{ мм;} \quad (3.57)$$

– шестерни:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 56,7 + (5 \dots 10) = 61,7 \dots 66,7 \text{ мм.} \quad (3.58)$$

Принимаем $b_1 = 67 \text{ мм}$; $b_2 = 60 \text{ мм}$.

Окружная скорость колес:

$$V = \frac{\omega_2 \cdot d_1}{2} = \frac{20 \cdot 72 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,72 \text{ м/с.} \quad (3.59)$$

Принимаем степень точности передачи $n = 8$.

3.2.5 Проверочный расчет передачи на контактную выносливость

Проверочный расчет передачи на контактную выносливость осуществляем по формуле [2, с. 31, ф. 3.5]:

$$\sigma_{H_p} = \frac{310}{a_\omega} \sqrt{\frac{T_3 \cdot K_H \cdot (U+1)^3}{b_2 \cdot U^2}} =$$

$$= \frac{310}{180} \sqrt{\frac{361,5 \cdot 10^3 \cdot 1,03 \cdot (4,0+1)^3}{60 \cdot 4,0^2}} = 379,2 \text{ МПа}, \quad (3.60)$$

где $a_\omega = 180$ мм — межосевое расстояние;

$T_3 = 360$ Нм — крутящий момент колеса тихоходной ступени;

$U = 4,0$ — фактическое передаточное число;

$b_2 = 60$ мм — рабочая ширина венца колеса;

$K_H = K_{H_\alpha} \cdot K_{H_\beta} \cdot K_{H_V} = 1,0 \cdot 1,03 \cdot 1,0 = 1,03$ — коэффициент нагрузки [2, с. 32];

$K_{H_\alpha} = 1,0$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями при $n = 8$ и окружной скорости $V = 0,72$ м/с для прямозубых передач [2, с. 39, табл. 3.4];

$K_{H_\beta} = 1,03$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при

$$\psi_{b_a} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{60}{72} = 0,8 \quad [2, \text{ с. 39, табл. 3.5}];$$

$K_{H_V} = 1,0$ — динамический коэффициент [2, с. 40, табл. 3.6].

Условие $\sigma_{H_p} = 378,42 \text{ МПа} < [\sigma_H]_p = 458 \text{ МПа}$ выполняется, передача пригодна.

3.2.6 Усилия в зацеплении

Окружное усилие:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_3}{d_2} = \frac{2 \cdot 361,5 \cdot 10^3}{288} = 2510,5 \text{ Н}. \quad (3.61)$$

Радиальное усилие шестерни и колеса:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2510,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 815,6 \text{ Н}. \quad (3.62)$$

3.2.7 Проверочный расчет передачи на изгибную выносливость

Проверку зубьев цилиндрических колес на выносливость по напряжениям изгиба определяем по [2, с. 46, ф. 3.25]:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (3.63)$$

где $F_t = 2510,5 \text{ Н}$ — окружное усилие;

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1,08 \cdot 1,25 = 1,35$ — коэффициент нагрузки [2, с. 43];

$K_{F\beta} = 1,08$ — коэффициент концентрации нагрузки [2, с. 43, табл. 3.7];

$K_{Fv} = 1,25$ — коэффициент динамичности [2, с. 43, табл. 3.8];

$Y_{F1} = 3,92$ — коэффициент формы зуба шестерни [2, с. 42];

$Y_{F2} = 3,6$ — коэффициент формы зуба колеса [2, с. 42].

Коэффициент торцевого перекрытия:

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \\ &= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{96} \right) \right] \cdot \cos 0^\circ = 1,71. \end{aligned} \quad (3.64)$$

Допустимые напряжения изгиба [2, с. 43, ф. 3.24]:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^\circ}{[S_F]}, \quad (3.65)$$

где $\sigma_{F\text{limb}}^\circ = 1,8 \cdot HB$ — предел выносливости при отнулевом цикле изгиба [2, с. 44, табл. 3.9]:

– шестерни:

$$\sigma_{F\text{limb}1}^\circ = 1,8 \cdot HB_1 = 1,8 \cdot 275 = 495 \text{ МПа}; \quad (3.66)$$

– колеса:

$$\sigma_{F\text{limb}2}^\circ = 1,8 \cdot HB_2 = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}; \quad (3.67)$$

$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]'' = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$ — коэффициент безопасности [2, с. 43];

$[S_F]' = 1,75$ — коэффициент, учитывающий нестабильность материала [2, с. 44, табл. 3.9];

$[S_F]'' = 1,0$ — коэффициент, учитывающий способ получения заготовки [2, с. 44].

Допустимые напряжения изгиба:

– шестерни:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F_{lim}b1}^{\circ}}{[S_F]} = \frac{495}{1,75} = 282,9 \text{ МПа}; \quad (3.68)$$

– колеса:

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F_{lim}b2}^{\circ}}{[S_F]} = \frac{441}{1,75} = 252 \text{ МПа}. \quad (3.69)$$

Определим отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ для шестерни и колеса и сравним их:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{282,9}{3,92} = 72,2 \text{ МПа} > \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{252}{3,6} = 70 \text{ МПа}. \quad (3.70)$$

Проверочный расчет ведем для зубьев колеса, так как для них отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ наименьшие.

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F2}}{b_2 \cdot m} = \frac{2510,5 \cdot 1,35 \cdot 3,6}{60 \cdot 3,0} = 67,8 \text{ МПа}. \quad (3.71)$$

Условие $\sigma_{F2} = 67,8 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 252 \text{ МПа}$ выполняется. Передача пригодна.

Вопросы для самоконтроля

1. Из каких соображений выбирается материал зубчатых колес?
2. От каких основных параметров зависит межосевое расстояние зубчатой передачи?
3. Как назначается межосевое расстояние передачи?
4. Как определяется нормальный модуль зацепления?
5. Как определяется суммарное число зубьев передачи?
6. Как определяется угол наклона зубьев косозубой передачи?
7. Как определяется угловой модуль зацепления?

8. По какой формуле рассчитывается диаметр делительной окружности зубчатых колес?

9. По какой формуле рассчитывается диаметр окружности впадин зубчатых колес?

10. По какой формуле рассчитывается диаметр окружности вершин зубчатых колес?

11. По какой формуле рассчитывается рабочая ширина венца зубчатых колес и их окружная скорость?

13. По каким параметрам проводится проверочный расчет передачи на контактную выносливость?

14. По каким формулам рассчитывается окружное и осевое усилия зубчатого колеса?

15. По какой формуле рассчитывается радиальное усилие зубчатого колеса?

16. По каким параметрам проводится проверочный расчет передачи на изгибную выносливость и что является критерием пригодности?

4 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

4.1 Предварительный расчет быстроходного вала

Определим минимальный диаметр быстроходного вала (входного конца под посадку полумуфты):

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{20,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 15,98 \text{ мм.} \quad (4.1)$$

Согласно схеме привода вал электродвигателя ($d_e = 28 \text{ мм}$) передает вращательное движение на вал редуктора (входной конец быстроходного вала) с помощью муфты.

Выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую МУВП 125-28-25.1.1 по ГОСТ 214254-75 [4, с. 189] с расточкой полумуфт до диаметров $d = 28 \text{ мм}$ (посадка на вал электродвигателя) и $d = 25 \text{ мм}$ (посадка на вал редуктора).

Для вала принимаем хвостовик цилиндрический, длинный по ГОСТ 12080-72: $d_l = 25 \text{ мм}$; $l_l = 40 \text{ мм}$ [4, с. 10].

Принимаем в качестве уплотнения выходного конца вала резиновую армированную манжету по ГОСТ 8752-79–1.1–30×52–1 $d_2 = 30 \text{ мм}$ [3, с. 399].

Так как передача косозубая и раздвоенная, назначаем для установки на вал роликовые радиально-упорные подшипники с короткими цилиндрическими роликами по ГОСТ 8328-75 легкой серии 2205 [4, с. 117] с параметрами: диаметр внутреннего кольца $d_d = d_n = 25 \text{ мм}$; диаметр наружного кольца $D_n = 52 \text{ мм}$; высота $B_{\Pi} = 15 \text{ мм}$; динамическая грузоподъемность $C_r = 13,4 \text{ кН}$; статическая грузоподъемность $C_{or} = 8,61 \text{ кН}$.

Диаметр заплечиков (буртов) $d_5 = 30 \text{ мм}$ [4, с. 170, табл. 118].

Размеры шестерни быстроходной ступени: $d_{a_1} = 29,17 \text{ мм}$; $d_{f_1} = 23,545 \text{ мм}$; $d_1 = 26,67 \text{ мм}$; $b_1 = 40 \text{ мм}$.

Шестерню изготавливаем как одно целое с быстроходным валом нарезанной в нем в виде вала-шестерни. Материал вала сталь 40Х, термообработка улучшение, $HВ = 270 \dots 290$, $\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}$; $\sigma_s = 900 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 240 \text{ МПа}$; диаметр заготовки до 120 мм [1, с. 208, табл. 12.7].

4.2 Предварительный расчет промежуточного вала

Определим минимальный диаметр промежуточного вала:

$$d_{2\min} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{97 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 26,87 \text{ мм.} \quad (4.2)$$

Посадочный диаметр подшипников промежуточного вала должен быть больше или равен посадочному диаметру подшипников быстроходного вала.

Для установки на вал назначаем конические роликовые подшипники легкой серии 7206 по ГОСТ 333-71 [4, с. 138] с параметрами: внутренний диаметр $d_3 = d_n = 30 \text{ мм}$; наружный диаметр $D_n = 62 \text{ мм}$; высота $T_n = 17,25 \text{ мм}$; динамическая грузоподъемность $C_r = 29,8 \text{ кН}$; статическая грузоподъемность $C_{or} = 22,3 \text{ кН}$.

Назначаем диаметр заплечиков (буртов) не более внешнего диаметра внутреннего кольца подшипника $d_4 = 38 \text{ мм}$ [4, с. 170, табл. 118].

Принимаем посадочный диаметр под колеса быстроходной ступени $d_K = 32 \text{ мм}$.

Размеры шестерни тихоходной ступени: $d_{a_1} = 78 \text{ мм}$; $d_{f_1} = 64,5 \text{ мм}$; $d_1 = 72 \text{ мм}$; $b_1 = 67 \text{ мм}$.

Шестерню изготавливаем заодно с промежуточным валом в виде вала-шестерни. Материал вала стал 40Х, термообработка улучшение, НВ = 240, $\sigma_{-1} = 360 \text{ МПа}$; $\sigma_{\epsilon} = 800 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 210 \text{ МПа}$; диаметр заготовки до 200 мм [1, с. 208, табл. 12.7].

4.3 Предварительный расчет тихоходного вала

Определим минимальный диаметр выходного конца тихоходного вала:

$$d_{3\min} \geq \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{361,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 41,7 \text{ мм.} \quad (4.3)$$

Ориентируемся на установку муфты упругой втулочно-пальцевой 500-42-І.1-У3 ГОСТ 21424-75 [4, с. 190]: диаметр муфты 85 мм, диаметр по-

садочного отверстия $d_1 = 42$ мм; посадочная длина $l_1 = 85$ мм, хвостовик цилиндрический. Назначаем диаметр заплечика (бурта) под манжету 48 мм.

Выходной конец вала уплотняем от вытекания масла резиновой армированной манжетой 48×70 ГОСТ 8752-79-1.1 [1, с. 374].

Так как передача прямозубая, то выбираем для установки на вал конические роликовые подшипники легкой серии 7210 по ГОСТ 333-71: диаметр внутреннего кольца $d_3 = d_n = 50$ мм; диаметр наружного кольца $D_n = 90$ мм; высота $T_{II} = 21,75$ мм; динамическая грузоподъемность $C_r = 52,9$ кН; статическая грузоподъемность $C_{or} = 40,6$ кН.

Диаметр заплечиков (буртов) $d_4 = 64$ мм [4, с. 170, табл. 118].

Принимаем посадочный диаметр под колесо тихоходной ступени $d_K = 53$ мм.

Материал вала сталь 40Х, термообработка улучшение, НВ = 270, $\sigma_s = 900$ МПа; $\sigma_{-1} = 410$ МПа; $\tau_{-1} = 240$ МПа; диаметр заготовки до 120 мм [1, с. 208, табл. 12.7].

Вопросы для самоконтроля

1. По какой формуле определяется минимальный диаметр вала и с чем приходится его согласовывать, если он имеет концы выходящие из редуктора?

2. Какие наиболее распространенные виды муфт применяются в редукторах общего пользования?

3. Какие виды хвостовиков может иметь вал и от чего зависит выбор применяемых на них подшипников?

4. По каким соображениям назначаются посадки подшипников на вал и в корпус подшипникового узла?

5. Почему валы имеют ступенчатую конструкцию и из каких соображений?

6. Какие конструкционные материалы применяются для изготовления валов?

5 КОНСТРУИРОВАНИЕ КРЫШКИ И КОРПУСА РЕДУКТОРА

Минимальная толщина стенки корпуса редуктора:

$$\Delta \geq 1,8 \cdot \sqrt[4]{T_3} \geq 6 \text{ мм} [1, \text{ с. 179}]; \quad (5.1)$$

$$\Delta \geq 1,8 \cdot \sqrt[4]{T_3} = 1,8 \cdot \sqrt[4]{360} = 7,84 \text{ мм}. \quad (5.2)$$

Принимаем $\Delta = 8,0 \text{ мм}$.

Определим диаметр стяжных болтов, крепящих основание корпуса и крышку редуктора:

$$d_1 = 1,25 \cdot \sqrt[3]{T_3} \geq 10 \text{ мм} [1, \text{ с. 180}]; \quad (5.3)$$

$$d_1 = 1,25 \cdot \sqrt[3]{T_3} = 1,25 \cdot \sqrt[3]{361,5} = 8,89 \text{ мм}. \quad (5.4)$$

Принимаем болты М10 по ГОСТ7798-70 [1, с. 387].

Толщина фланца $b = 1,5 \cdot \Delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}$ [1, с. 180].

Ширина фланца без учета толщины стенки корпуса $K_1 = 2,7 \cdot d_1 = 2,7 \cdot 10 = 27 \text{ мм}$.

Принимаем ширину фланца $K_1 = 30 \text{ мм}$ с учетом диаметра головки болта 13,2 мм.

Диаметр фундаментных болтов [1, с. 185] принимаем $d_2 = 16 \text{ мм}$.

Толщина нижнего пояса редуктора $P = 1,5 \cdot d_2 = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ мм}$ [1, с. 185].

Зазор между вращающимися деталями и внутренней стенкой корпуса:

$$\Delta_1 \geq (1,0 \dots 1,5) \cdot \Delta = (1,0 \dots 1,5) \cdot 10 = (10 \dots 15) \text{ мм}. \quad (5.5)$$

Принимаем $\Delta_1 = 12 \text{ мм}$.

Зазор между торцом подшипника и внутренней стенкой корпуса при смазке подшипников масляным туманом $\Delta_2 = 2 \text{ мм}$.

Зазор между торцом шестерни тихоходной ступени и ступицей колеса быстроходной ступени:

$$\Delta_3 = (1,2 \dots 1,5) \cdot \Delta = (1,2 \dots 1,5) \cdot 10 = (12 \dots 15) \text{ мм}. \quad (5.6)$$

Принимаем $\Delta_3 = 12 \text{ мм}$.

Вопросы для самоконтроля

1. По какой формуле определяется минимальная толщина стенки корпуса редуктора?
2. По какой формуле определяется диаметр стяжных болтов, крепящих основание корпуса и крышку редуктора?
3. Из каких условий назначается толщина фланца под стяжные болты крышки и корпуса редуктора?
4. Из каких соображений назначается диаметр фундаментных болтов?
5. Как рассчитывается толщина нижнего пояса редуктора?
6. Как назначается зазор между вращающимися деталями и внутренней стенкой корпуса?
7. Из каких соображений назначается зазор между торцом подшипника и внутренней стенкой корпуса?
8. Из каких условий назначается зазор между торцом шестерни тихоходной ступени и ступицей колеса быстроходной ступени?

6 КОНСТРУИРОВАНИЕ КОЛЕС

6.1 Конструктивные размеры цилиндрического колеса быстроходной ступени

Посадочный диаметр колеса $d_K = 32$ мм.

Диаметр ступицы:

$$d_m = 1,5 \cdot d_K + 10 = 1,5 \cdot 32 + 10 = 58 \text{ мм.} \quad (6.1)$$

Длина ступицы:

$$l_m = (0,8 \dots 1,5) \cdot d_K = (0,8 \dots 1,5) \cdot 32 = (25,6 \dots 48) \text{ мм.} \quad (6.2)$$

Принимаем $l_m = 40$ мм.

Ширина торцов:

$$S = 2,5 \cdot t + 2 = 2,5 \cdot 1,25 + 2 = 5,125 \text{ мм.} \quad (6.3)$$

Принимаем $S = 6,0$ мм.

Толщина диска:

$$C = (0,35 \dots 0,4) \cdot b_2 = (0,35 \dots 0,4) \cdot 32 = (11,2 \dots 12,8) \text{ мм.} \quad (6.4)$$

Принимаем $C = 12$ мм.

6.2 Конструктивные размеры цилиндрического колеса тихоходной ступени

Посадочный диаметр колеса $d_K = 53$ мм.

Диаметр ступицы:

$$d_m = 1,5 \cdot d_K + 10 = 1,5 \cdot 53 + 10 = 89,5 \text{ мм.} \quad (6.5)$$

Принимаем $d_m = 90$ мм.

Длина ступицы:

$$l_m = (0,8 \dots 1,5) \cdot d_K = (0,8 \dots 1,5) \cdot 53 = (42,4 \dots 79,5) \text{ мм.} \quad (6.6)$$

Так как рабочая ширина венца колеса $b_2 = 60$ мм, принимаем $l_m = 78$ мм.

Ширина торцов:

$$S = 2,5 \cdot m + 2 = 2,5 \cdot 3,0 + 2 = 9,5 \text{ мм.} \quad (6.7)$$

Принимаем $S = 10 \text{ мм.}$

Толщина диска:

$$C = (0,35 \dots 0,4) b_2 = (0,35 \dots 0,4) 60 = 21 \dots 24 \text{ мм.} \quad (6.8)$$

Принимаем $C = 22 \text{ мм.}$

Вопросы для самоконтроля

1. Из каких условий принимается диаметр ступицы зубчатого колеса и диаметр посадочного отверстия?
2. Из каких условий принимается длина ступицы зубчатого колеса?
3. Из каких условий принимается ширина торцов зубчатого колеса?
4. Из каких условий принимается толщина диска зубчатого колеса?
5. Какие основные особенности конструкций зубчатых колес нашли наибольшее распространение?

7 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ВАЛА

Рассмотрим расчетную схему промежуточного вала (рис. 7.1 и рис. 7.2.). Длины l_1, l_2, l_3, l_4 получены измерением на компоновочной схеме редуктора.

Основные исходные параметры для расчета вала:

$F'_{t_2} - F_{t_2} = 728 \text{ Н}$ — окружное усилие на колесах быстроходной ступени (с учетом раздвоения мощности);

$F'_{r_2} - F_{r_2} = 331,2 \text{ Н}$ — радиальное усилие на колесах быстроходной ступени;

$F'_{a_2} - F_{a_2} = 117 \text{ Н}$ — осевое усилие на колесах быстроходной ступени;

$d_2 = 133,33 \text{ мм}$ — делительный диаметр колеса быстроходной ступени;

$F_{t_1} = 2510,5 \text{ Н}$ — окружное усилие шестерни тихоходной ступени;

$F_{r_1} = 815,6 \text{ Н}$ — радиальное усилие шестерни тихоходной ступени.

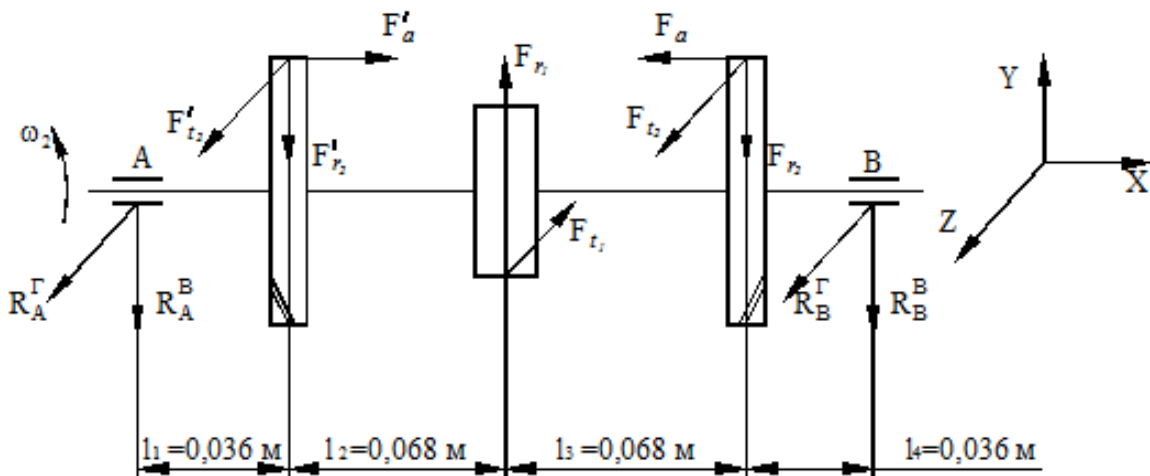


Рисунок 7.1 — Расчетная схема промежуточного вала

Определим величину и направление реакций в опорах А и В от сил F_t в горизонтальной плоскости.

$$\begin{aligned} \sum m_A &= 0; \\ -F'_{t_2} \cdot l_1 + F_{t_1} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t_2} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - R_B^r \cdot (2 \cdot l_1 + 2 \cdot l_2) &= 0; \\ R_B^r &= \frac{-F'_{t_2} \cdot l_1 + F_{t_1} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t_2} \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{2 \cdot l_1 + 2 \cdot l_2} = \frac{-728 \cdot 0,036}{2 \cdot 0,036 + 2 \cdot 0,068} + \\ &+ \frac{2510,5 \cdot (0,036 + 0,068) - 728 \cdot (0,036 + 2 \cdot 0,068)}{2 \cdot 0,036 + 2 \cdot 0,068} = 522 \text{ H}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum m_B &= 0; \\ F_{t_2} \cdot l_4 - F'_{t_1} \cdot (l_3 + l_4) + F'_{t_2} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) + R_A^r \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) &= 0; \\ R_A^r &= \frac{-F_{t_2} \cdot l_4 + F'_{t_1} \cdot (l_3 + l_4) - F'_{t_2} \cdot (l_2 + l_3 + l_4)}{2 \cdot l_1 + 2 \cdot l_2} = \\ &= \frac{-728 \cdot 0,036 + 2510,5 \cdot (0,068 + 0,036) - 728 \cdot (2 \cdot 0,068 + 0,036)}{2 \cdot 0,036 + 2 \cdot 0,068} = 522 \text{ H}. \end{aligned}$$

Проверка:

$$\sum F = -R_A^r - F'_{t_2} + F_{t_1} - F_{t_2} - R_B^r = -522 - 728 + 2510,5 - 728 - 522 = 0.$$

Опорные реакции определены верно.

Строим эпюру изгибающих моментов $M_\Gamma = M_\Psi$ (рис. 7.2)

Определим реакции опор в вертикальной плоскости XY от сил F_r (силы F_a и F'_a компенсируют друг друга).

$$\begin{aligned} \sum m_A &= 0; \\ -F'_{r_2} \cdot l_1 + F_{r_1} \cdot (l_1 + l_2) - F_{r_2} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - R_B^b (2 \cdot l_1 + 2 \cdot l_2) &= 0; \\ R_B^b &= \frac{-F'_{r_2} \cdot l_1 + F_{r_1} \cdot (l_1 + l_2) - F_{r_2} \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{2 \cdot l_1 + 2 \cdot l_2} = \\ &= \frac{-269 \cdot 0,036 + 910 \cdot (0,036 + 0,068) - 269 \cdot (0,036 + 2 \cdot 0,068)}{2 \cdot 0,036 + 2 \cdot 0,068} = 186 \text{ H}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum m_B &= 0; \\ F_{r_2} \cdot l_4 - F_{r_1} \cdot (l_3 + l_4) + F'_{r_2} \cdot (2 \cdot l_2 + l_4) + R_A^b (2 \cdot l_1 + 2 \cdot l_2) &= 0; \\ R_A^b &= \frac{-F_{r_2} \cdot l_4 + F_{r_1} \cdot (l_3 + l_4) - F'_{r_2} \cdot (2 \cdot l_2 + l_4)}{2 \cdot l_1 + 2 \cdot l_2}; \end{aligned}$$

$$R_A^b = \frac{-269 \cdot 0,036 + 815,6 \cdot (0,068 + 0,036) - 269 \cdot (2 \cdot 0,068 + 0,036)}{2 \cdot 0,068 + 2 \cdot 0,036} = 186 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\begin{aligned} \sum F = 0; \quad -R_A^b - F'_{r_2} + F_{r_1} - F_{r_2} - R_B^b &= 0; \\ -186 - 269 + 815,6 - 269 - 186 &= 0. \end{aligned}$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости $M_B = M_Z$ (рис. 7.2).

Опорные реакции определены верно.

Строим эпюру крутящих моментов $M_K = T_2 = 97 \text{ Нм}$.

Определим суммарные реакции в опорах:

$$\begin{aligned} R_A &= \sqrt{R_A^{\Gamma^2} + R_A^{B^2}} = \sqrt{522^2 + 186^2} = 554 \text{ Н}; \\ R_B &= \sqrt{R_B^{\Gamma^2} + R_B^{B^2}} = \sqrt{522^2 + 186^2} = 554 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Как видно из построенных эпюр и сконструированного вала наиболее опасным для вала является нарезание шестерни тихоходной ступени.

Размеры шестерни: $d_{f1} = 64,5 \text{ мм}$, $d_{a1} = 78 \text{ мм}$, $d_1 = 72 \text{ мм}$, а минимальный диаметр промежуточного вала $d_{2\min} \geq 26,87 \text{ мм}$. Расхождение в размерах является существенным, а потому сечение 1–1 не имеет смысла проверять.

Рассмотрим сечение 2–2. Концентратором напряжения является фрезерование шпоночного паза под колесо быстроходной ступени: $d = 32 \text{ мм}$ — посадочный диаметр колеса; с размерами шпоночного паза: ширина $b = 10 \text{ мм}$, глубина $t_1 = 5 \text{ мм}$.

Суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении:

$$M_{H_{2-2}} = \sqrt{M_{\Gamma}^2 + M_B^2} = \sqrt{19^2 + (6,7 + 1,97)^2} = 20,88 \text{ Нм}.$$

Определим расчетный коэффициент запаса прочности и сравним его с допустимым:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 \cdot S_{\tau}^2}} \geq [S] = 2. \quad (7.1)$$

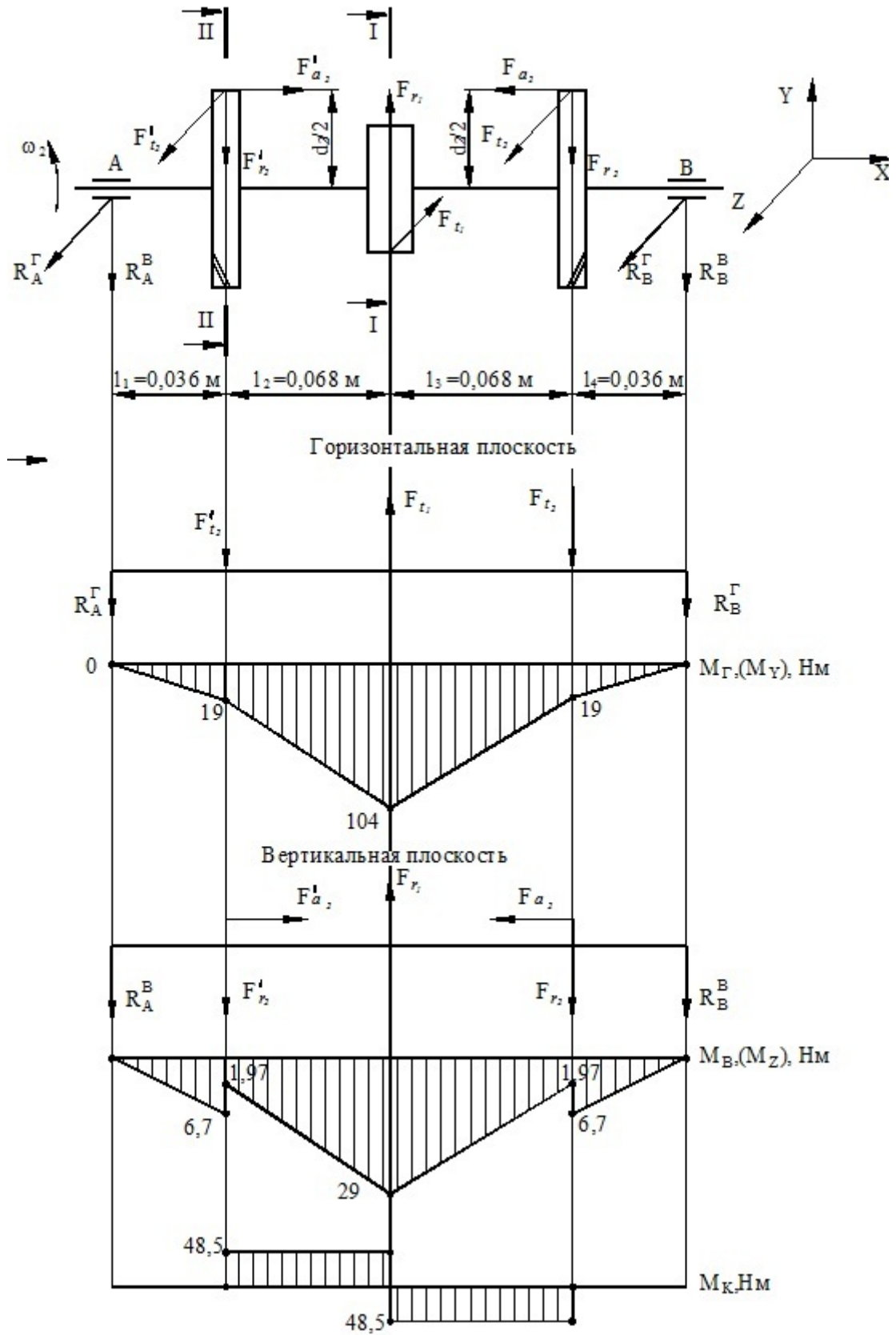


Рисунок 7.2 — Расчетная схема промежуточного вала

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям [3, с. 259]:

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1} \left(0,1 \cdot d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2 \cdot d} \right)}{\left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot M_{H_{2-2}} \cdot 10^3} =$$

$$= \frac{410 \left(0,1 \cdot 32^3 - \frac{10 \cdot 5 \cdot (32-5)^2}{2 \cdot 32} \right)}{\left(\frac{2,15}{0,77} + 1 - 1 \right) \cdot 20,88 \cdot 10^3} = 19,04. \quad (7.2)$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям [3, с. 259]:

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a} = \frac{\tau_{-1} \cdot 2 \cdot \left(0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d-t_1)^2}{2 \cdot d} \right)}{\left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot T' \cdot 10^3} =$$

$$= \frac{240 \cdot 2 \cdot \left(0,2 \cdot 32^3 - \frac{10 \cdot 5 \cdot (32-5)^2}{2 \cdot 32} \right)}{\left(\frac{2,05}{0,77} + 1 - 1 \right) \cdot 48,5 \cdot 10^3} = 22,25. \quad (7.3)$$

где $\sigma_{-1} = 410$ МПа; $\tau_{-1} = 240$ МПа — предел выносливости гладких образцов для стали 40Х;

$K_{\sigma} = 2,15$; $K_{\tau} = 2,05$ — эффективные коэффициенты напряжений [3, с. 258, табл. 11.2.];

$K_F = 1$ — коэффициент влияния жесткости [3, с. 258, табл. 11.4];

$K_d = 0,77$ — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения [3, с. 258, табл. 11.3].

Общий коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{19,04 \cdot 22,25}{\sqrt{19,04^2 + 22,25^2}} = 14,47. \quad (7.4)$$

Так как условие $S = 14,47 > [S] = 2$ выполняется, то вал является пригодным.

Вопросы для самоконтроля

1. Что нужно знать для построения расчетной схемы вала?
2. Какие основные параметры необходимо иметь для проведения проверочного расчета вала?
3. Что изображается на расчетной схеме вала?
4. Какие параметры определяются в результате проверочного расчета вала?
5. Какие эпюры строятся в результате проверочного расчета вала?
6. По какой формуле определяется расчетный коэффициент запаса прочности?
7. По какой формуле определяется коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям?
8. По какой формуле определяется коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям?
9. По какой формуле определяется общий коэффициент запаса прочности?

8 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ВАЛА

Ориентировочно на промежуточном валу приняты к установке конические роликовые подшипники легкой серии 7206 по ГОСТ 333-71 со следующими характеристиками:

$C_r = 29,8 \text{ кН}$ — базовая динамическая грузоподъемность;

$C_{0r} = 29,8 \text{ кН}$ — статическая грузоподъемность подшипника;

$\omega = 20 \text{ с}^{-1}$ — угловая скорость вращения промежуточного вала;

$R_A = 554 \text{ Н}$ — реакция в опоре А;

$R_B = 554 \text{ Н}$ — реакция в опоре В;

$x = 0,4$ — коэффициент радиальной нагрузки [3, с. 130, табл. 9.1];

$V = 1$ — коэффициент вращения;

$m = 3,33$ — показатель снижения для роликовых подшипников [3, с. 129];

$K_m = 1$ — температурный коэффициент [3, с. 130, табл. 9.1];

$K_\delta = 1,2$ — коэффициент безопасности [3, с. 130, табл. 9.4];

$[l_h] = 15000 \text{ ч}$ — долговечность работы редуктора;

$F_a = 0$ — осевая сила в зацеплении отсутствует, так как осевые усилия компенсируют друг друга за счет разнонаправленного наклона зубьев на раздвоенных зубчатых колесах.

Определим величину эквивалентной нагрузки при $F_a = 0$ [3, с. 129, табл. 9.1]:

$$R_E = x \cdot V \cdot R_A \cdot K_\delta \cdot K_m = 0,4 \cdot 1,0 \cdot 554 \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 265,92 \text{ Н}. \quad (8.1)$$

Расчетная динамическая грузоподъемность [3, с. 128]:

$$\begin{aligned} C_{r_p} &= R_E \cdot \sqrt[m]{\left(573 \cdot \omega \cdot \frac{l_h}{10^6}\right)} = \\ &= 265,92 \cdot \sqrt[3,33]{\left(573 \cdot 20 \cdot \frac{15000}{10^6}\right)} = 1,25 \text{ кН}. \end{aligned} \quad (8.2)$$

Условие $C_{r_p} = 1,25 \text{ кН} < C_r = 29,8 \text{ кН}$ выполнено.

Расчет подшипников на долговечность можно не проводить.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие основные типы подшипников применяются на валах редукторов?
2. Как расшифровывается маркировка подшипника?
3. Какие основные параметры для подшипников качения имеются в справочной литературе?
4. Какие параметры должны быть известны для проверочного расчета подшипников?
5. По какой формуле определяется величина эквивалентной нагрузки?
6. Как классифицируются подшипники по виду воспринимаемой нагрузки?
7. Как классифицируются подшипники по виду тел качения?
8. Как классифицируются подшипники по способности самоустановки во время работы?
9. Как классифицируются подшипники по виду условий трения?
10. Как классифицируются подшипники по условиям контакта тел качения?
11. По какой формуле определяется величина расчетной динамической грузоподъемности?
12. Какие основные преимущества подшипников скольжения?
13. Какие основные недостатки подшипников скольжения?
14. Какие основные преимущества подшипников качения?
15. Какие основные недостатки подшипников качения?
16. Какую функцию в подшипнике качения выполняет сепаратор?

9 РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для передачи крутящего момента принимаем к установке широко распространенные в машиностроении стандартные призматические шпонки по ГОСТ 23360-81.

Материал шпонок — сталь 45.

Расчетные напряжения смятия:

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot l_p (h - t_1)} \leq [\sigma_{CM}] = 120 \text{ МПа}. \quad (9.1)$$

Расчетные напряжения среза:

$$\tau_{CP} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot l_p \cdot b} \leq [\tau_{CP}] = 30 \text{ МПа}. \quad (9.2)$$

где T — крутящий момент вала;

d — диаметр вала;

$l_p = l - b$ — расчетная длина шпонки;

h — высота шпонки;

t_1 — глубина шпоночного паза.

Результаты расчетов сведены в таблицу 9.1.

Из анализа полученных результатов видно, что все шпонки пригодны, а их размеры показаны на рисунке 9.1.

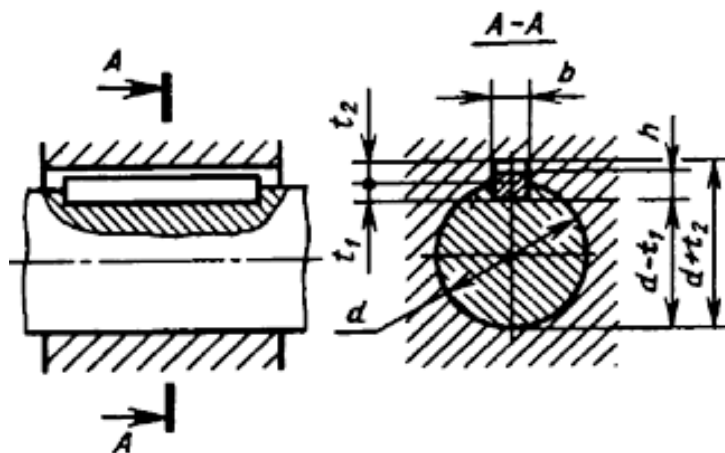


Рисунок 9.1 — Размеры шпоночных соединений

Таблица 9.1 — Проверка прочности шпоночных соединений

Место установки		Размеры шпонки, мм			d , мм	T , Нм	$\sigma_{СМ}$, МПа	$\tau_{СР}$, МПа
		$b \times h \times l$, мм	t_1 , мм	l_p , мм				
Быстроходный вал	Посадка полумуфты А	8×7×32	4,0	4	5	20	22,22	8,33
	Посадка колеса	10×8×32	5,0	22	32	97	91,86	27,56
Тихоходный вал	Посадка полумуфты В	14×9×70	5,5	56	53	360	69,31	17,33
	Посадка колеса	14×9×56	5,5	42	42	360	116,6	29,15

Вопросы для самоконтроля

1. Какие основные типы шпонок являются наиболее распространенными?
2. Какие основные преимущества и недостатки клиновых шпонок?
3. Какие основные преимущества и недостатки сегментных шпонок?
4. Какие основные преимущества и недостатки цилиндрических шпонок?
5. Какие основные преимущества и недостатки тангенциальных шпонок?
6. Как определяются ширина и высота шпонки и шпоночных пазов?
7. По каким соображениям задаются длиной шпонки и шпоночных пазов?
8. По какой формуле определяются расчетные напряжения смятия?
9. По какой формуле определяются расчетные напряжения среза.

10 ВЫБОР СМАЗКИ, НАЗНАЧЕНИЕ УПЛОТНЯЮЩИХ И ЗАЩИТНЫХ УСТРОЙСТВ

Для редукторов общего назначения принимаем непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным способом.

Так как расчетные контактные напряжения $\sigma_{H_p} = 431,8 \text{ МПа}$, $\sigma_{H_p} = 378,42 \text{ МПа}$, и окружные скорости $V = 1,33 \text{ м/с}$ и $V = 0,72 \text{ м/с}$ принимаем по ГОСТ 17479.4-87 масло индустриальное И-38 А.

Определим количество масла из расчета 1,4 л на 1,0 кВт передаваемой мощности [3, с. 241]:

$$V = 1,4 \cdot P_{\text{евим}} = 1,4 \cdot 2,05 = 2,78 \text{ л.} \quad (10.1)$$

Уровень масла в редукторе контролируем маслоуказателем железного типа (маслощупом). Для слива масла предусматриваем установку в редукторе пробку выпуска масла.

В канавки сквозных крышек устанавливаем резиновые армированные манжеты по ГОСТ 8752-79.

В редукторе предусматриваем установку отдушины для выравнивания давления в корпусе с атмосферным.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие существуют способы смазки деталей редукторов?
2. Какие основные преимущества и недостатки различных способов смазывания деталей редукторов?
3. Какие основные рекомендации по выбору смазочных материалов?
4. Как осуществляется заливка масла в редуктор?
5. Как производится слив отработанного масла?
6. Как определяется уровень масла в картере редуктора?
7. По какой формуле определяется ориентировочное количество масла для редуктора?
8. Как и чем производится уплотнение разъемных плоскостей и выходящих концов валов редуктора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев П. Ф. Детали машин: Курсовое проектирование / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — М. : Высш. шк., 1990. — 399 с.
2. Чернавский С. А. Курсовое проектирование деталей машин / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. — М. : Машиностроение, 1987. — 416 с.
3. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. — М. : Высш.шк., 1987. — 432 с.
4. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х томах. Т. 2 / В. И. Ануриев. — М. : Машиностроение, 1979. — 559 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Таблица А.1 — Первый вариант заданий

Номер	Вариант кинематической схемы редуктора				$n_{\text{вых}}$, об/мин	$P_{\text{вых}}$, кВт	U
	А	Б	В	Г			
101	А				52	3,2	14,2
102		Б			80	6,0	18,0
103			В		93	3,0	15,5
104				Г	115	2,5	12,7
105				Д	76	4,0	9,6
106	А				55	6,0	18,0
107		Б			67	6,1	14,2
108			В		31	2,9	30,0
109				Г	132	4,0	25,0
110				Д	113	3,3	12,7
111	А				62	7,0	23,5
112		Б			125	4,0	11,3
113			В		85	3,1	8,6
114				Г	41	3,2	18,0
115				Д	71	5,4	13,5
116	А				125	4,1	11,6
117		Б			108	3,1	27,2
118			В		49	2,7	15,0
119				Г	108	2,8	27,0
120				Д	55	8,0	11,6
121	А				55	6,8	18
122		Б			137	5,1	10,5
123			В		56	3,0	13,0
124				Г	69	5,4	14,2
125				Д	132	7,0	10,8
126	А				63	5,5	11,6
127		Б			61	3,6	16,0
128			В		101	6,2	9,6
129				Г	36	3,6	23,5
130				Д	112	6,0	8,0

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

Таблица А.2 — Второй вариант заданий

Номер	Вариант кинематической схемы редуктора					n _{вых} , об/мин	P _{вых} , кВт	U
	В	Г	Д	Б	А			
201	В					101	2,5	9,6
202		Г				91	6,0	16,0
203			Д			65	9,0	11,3
204				Б		93	4,2	10,9
205					А	100	5,0	14,5
206	В					25	2,5	29,0
207		Г				80	2,8	18,0
208			Д			57	4,9	14,9
209				Б		80	5,4	18,2
210					А	63	3,5	12,4
211	В					68	3,0	20,2
212		Г				76	8,0	12,7
213			Д			97	7,0	9,8
214				Б		128	9,0	11,3
215					А	46	7,0	21,4
216	В					82	2,9	11,5
217		Г				28	6,0	26,0
218			Д			125	8,0	11,5
219				Б		46	3,7	18,8
220					А	36	4,2	27,3
221	В					97	4,6	9,7
222		Г				85	9,0	16,0
223			Д			152	4,1	9,5
224				Б		58	5,5	25,1
225					А	125	3,6	11,6
226	В					51	6,8	14,3
227		Г				78	4,1	12,1
228			Д			90	4,8	10,5
229				Б		51	7,1	19,1
230					А	102	6,0	14,2

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

Таблица А.3 — Третий вариант заданий

Номер	Вариант кинематической схемы редуктора					n _{вых} , об/мин	P _{вых} , кВт	U
	Г	В	Д	А	Б			
301	Г					103	8,1	14,2
302		В				94	2,9	7,8
303			Д			52	2,8	14,1
304				А		61	8,0	16,0
305					Б	100	5,7	14,5
306	Г					84	5,0	12,6
307		В				64	4,0	11,3
308			Д			82	4,5	8,8
309				А		70	5,0	20,5
310					Б	79	6,8	12,3
311	Г					61	3,6	16,0
312		В				46	3,0	17,0
313			Д			72	6,3	20,0
314				А		143	4,6	20,5
315					Б	53	3,4	25,3
316	Г					33	6,0	29,4
317		В				44	6,7	16,5
318			Д			70	8,3	10,5
319				А		120	6,0	24,5
320					Б	104	7,0	28,4
321	Г					50	4,0	29,4
322		В				27	5,3	27,0
323			Д			135	8,1	10,7
324				А		55	6,4	13,2
325					Б	58	5,5	25,1
326	Г					115	7,0	12,7
327		В				51	4,0	19,0
328			Д			84	5,3	8,8
329				А		45	3,6	19,1
330					Б	71	5,2	20,5

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

Таблица А.4 — Четвертый вариант заданий

Номер	Вариант кинематической схемы редуктора					n _{вых} , об/мин	P _{вых} , кВт	U
	Д	А	В	Г	Б			
401	Д					106	4,1	13,6
402		А				120	6,0	24,5
403			В			71	2,8	13,6
404				Г		71	4,0	19,6
405					Б	100	6,7	7,2
406	Д					66	3,1	11,1
407		А				40	6,6	18,1
408			В			33	4,0	29,0
409				Г		49	5,5	25,4
410					Б	110	5,1	12,7
411	Д					83	5,3	8,8
412		А				66	8,2	14,9
413			В			65	5,0	11,2
414				Г		30	7,1	24,5
415					Б	70	3,4	21,5
416	Д					117	3,3	12,3
417		А				90	4,8	15,4
418			В			156	4,8	9,1
419				Г		67	3,0	9,3
420					Б	50	6,0	18,7
421	Д					154	5,0	9,4
422		А				52	3,8	18,3
423			В			72	5,7	20,1
424				Г		87	2,8	7,3
425					Б	78	6,9	17,3
426	Д					70	2,8	13,4
427		А				77	5,0	12,7
428			В			90	7,5	8,1
429				Г		76	4,0	13,0
430					Б	81	6,0	32,0

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

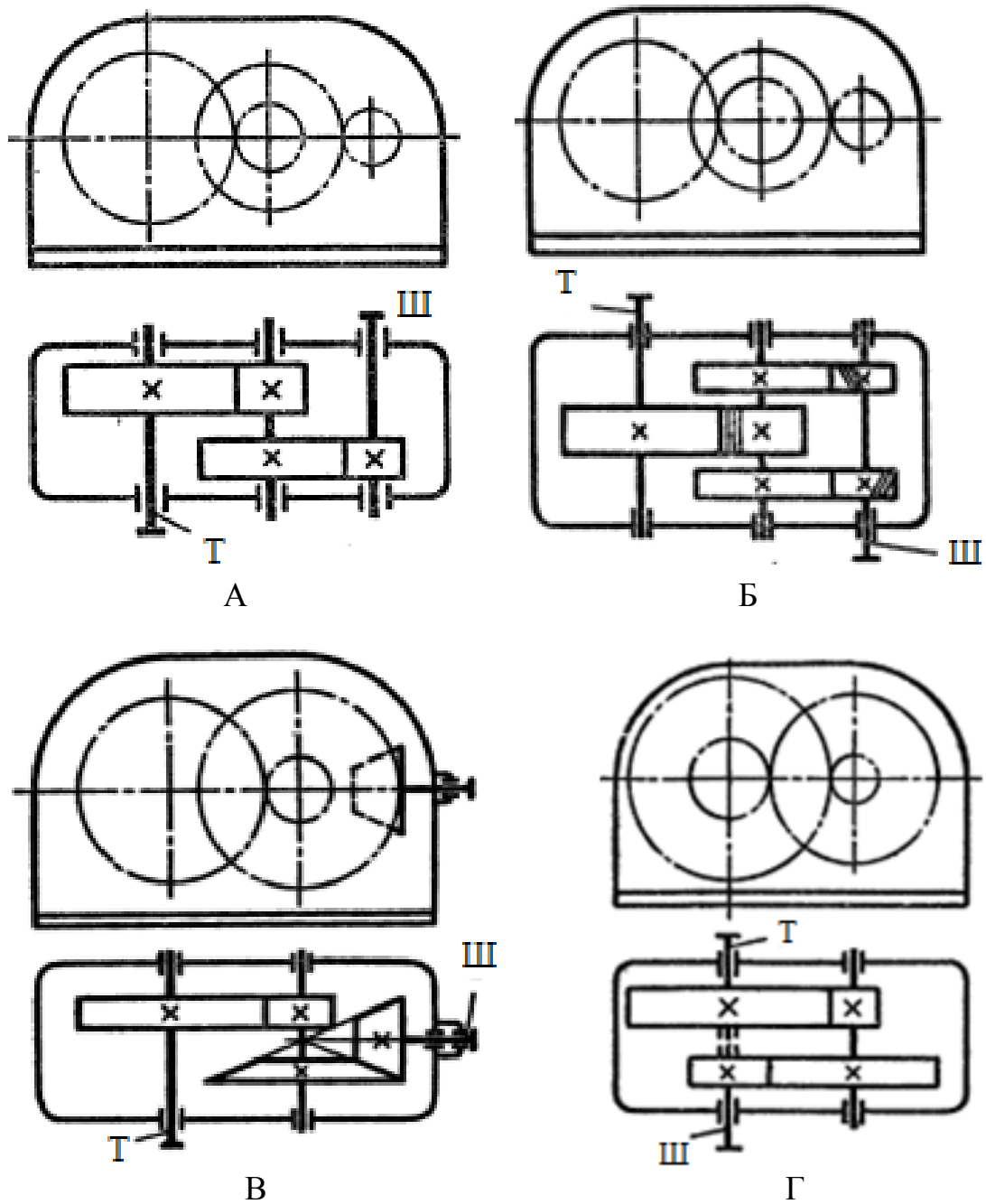


Рисунок А.1 — Кинематические схемы редукторов

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

ТЕМАТИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ ДЛЯ ПОИСКА НЕОБХОДИМОЙ ИНФОРМАЦИИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Для упрощения работы при поиске ответов на вопросы, при выполнении курсового проекта, прилагается список ссылок, где указываются номера источников и страниц по тематике разделов проекта.

Список источников

Б.1. Чернавский С. А. Курсовое проектирование деталей машин / С. А. Чернавский, К. Н. Боков и др. — М. : Машиностроение, 1987. — 416 с.

Б.2. Дунаев П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов.— М. : Высш. шк., 1984. — 336 с.

Б.3. Дунаев П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Высш. шк., 1990. — 399 с. : ил.

Б.4. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — М. : Высш. шк., 1985. — 416 с.

Б.5. Курсовое проектирование деталей машин : справоч. пособ. В 2-х ч. Ч. 1 / А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик, В. Ф. Калачев и др. — Минск : Высш. шк., 1982 — 208 с.

Б.6. Кузьмин А. В. Курсовое проектирование деталей машин : справоч. пособ. В 2-х ч. Ч. 2 / А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик, В. Ф. Калачев и др. — Минск : Высш. шк., 1982. — 208 с.

Б.7. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 2 / В. И. Анурьев. — М. : Машиностроение, 1982. — 584 с.

Ссылки на рекомендованные источники приведены в виде таблиц, по тематикам, содержание которых соответствует разделам, выполняемым в процессе курсового проектирования.

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Б

Таблица Б.1 — Выбор электродвигателя, кинематический расчет привода

п/п	Наименование справочных данных	Номер источника, страница				
		[Б1]	[Б2]	[Б3]	[Б4]	[Б5]
1	Электродвигатели асинхронные общего назначения	390	331	384	377	23
2	Значения К.П.Д. механических передач и их элементов	5	5	6	4	20
3	Рекомендованные значения передаточных чисел зубчатых передач	7	6	7	6	31
4	Стандартные значения передаточных чисел червячных передач	36	7	–	–	–
5	Стандартные значения передаточных чисел червячных передач	54	–	–	–	–
6	Распределение общего передаточного числа по ступеням	–	8	9	7	–

Таблица Б.2 — Зубчатые передачи

№ п/п	Наименование справочных данных	Номер источника, страница					
		[Б1]	[Б2]	[Б3]	[Б4]	[Б5]	[Б7]
1	2	3	4	5	6	7	8
	Модули						
1	цилиндрических колес	36	13	16	13	110	256
	конических колес	36	13	16	13	128	323
2	Стандартные передаточные числа	36	7	–	–	–	–
3	Межосевые расстояния цилиндрических передач	36	13	16	12	–	–
4	Наружный делительный диаметр конических колес	49	–	–	–	–	–
	Рекомендованные значения чисел зубьев						
5	цилиндрических колес	38	14	17	13	110	–
	конических колес	49	20	21	17	126	–
	Минимальные числа зубьев						
6	цилиндрических колес	38	14	17	13	110	–
	конических колес	49	20	–	17	126	–

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Б

Продолжение таблицы Б.2

1	2	3	4	5	6	7	8
7	Коэффициенты смещения						
	цилиндрических зацеплений	–	–	–	13	150	257
	конических зацеплений	52	22	22	18	153	323
8	Расчет геометрических параметров передач						
	цилиндрических прямозубых	45	14	17	13	95	262
	цилиндрических косозубых	45	14	17	13	95	288
	конических прямозубых	50	21	21	18	117	326
	конических с круговым зубом	52	21	21	18	119	346
9	Рекомендуемые углы наклона зубьев						
	цилиндрических передач	37	13	17	13	–	–
	конических передач	52	23	19	19	121	332
10	Коэффициенты перекрытия						
	торцевой	39	–	–	–	98	–
	осевой	40	–	–	–	98	–
11	Материалы и термообработка зубчатых колес	34	9	12	8	153	–
12	Допустимые контактные напряжения	33	10	14	9	131	–
13	Коэффициент долговечности	33	10	14	–	132	–
14	Базовое число циклов смены напряжений	–	11	14	–	131	–
15	Допустимые напряжения изгиба	43	10	14	9	134	–
16	Коэффициент долговечности	45	11	14	–	134	–
17	Базовое число циклов смены напряжений	45	11	14	–	13	–
18	Учет реверса передачи	45	–	–	–	13	–
19	Проектный расчет						
	цилиндрических передач	31	11	16	10	107	–
	конических передач	49	19	20	16	124	–
20	Проверочный расчет						
	цилиндрических передач	46	15	19	14	111	–
	конических передач	47	24	24	19	126	–

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Б

Продолжение таблицы Б.2

1	2	3	4	5	6	7	8
21	Коэффициент относительной длины зубьев цилиндрических передач						
	Ψ_{ba}	36	13	15	11	151	–
	Ψ_{bd}	33	13	15	11	151	–
	Ψ_{bm}	–	–	–	–	151	–
22	Коэффициент относительной длины зубьев конических передач						
	Ψ_{bRe}	49	20	21	17	126	–
	Ψ_{bd}	–	20	20	17	126	–
	Ψ_{bm}	51	–	–	–	151	–
23	Коэффициенты нагрузки для просчетов по контактным напряжениям						
	K_{Ha}	39	16	20	15	111	–
	$K_{H\beta}$	39	12	15	10,1	108	–
	K_{Hv}	40	16	20	16	111	–
24	Ориентировочные значения коэф-та $K_{H\beta}$ для проектных расчетов	32	12	15	10	108	–
25	Коэффициент нагрузочной способности конических передач	–	79	20	16	–	–
26	Степень точности передач						
	цилиндрических	32	15	19	14	104	–
	конических	53	15	19	14	104	–
27	Коэффициенты формы зуба						
	цилиндрических колес	42	16	19	16	113	–
	конических колес	42	23	23	16	113	–
28	Эквивалентное число зубьев						
	цилиндрических колес	46	16	19	16	113	–
	конических прямозубых колес	51	24	24	19	128	–
	конических с круговым зубом	53	24	24	19	128	–
29	Усилия в передачах						
	цилиндрической	29	15	18	14	106	–
	конической прямозубой	51	23	23	19	122	–
	конической с круговым зубом	–	23	23	19	123	–
30	Пригодность заготовок колес						
	цилиндрических	34	14	18	14	153	–
	конических	34	22	23	18	153	–

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Б

Таблица Б.3 — Червячные передачи

№ п/п	Наименования справочных данных	Номер источника, страница					
		[Б1]	[Б2]	[Б3]	[Б4]	[Б6]	[Б7]
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Модули	55	4	5	6	7	8
2	Межосевые расстояния	55	28	30	21	15	402
3	Коэффициент диаметра червяка	55	29	27	21	4	402
4	Передаточные числа	54	28	26	21	3	402
5	Коэффициент смещения	–	28	27	21	5 8	402
6	Длина нарезки червяка	57	29	27	22	12	409
7	Число заходов червяка	54	28	26	21	3	400
8	Число зубьев червячного колеса	54	28	26	21	4	401
9	Ширина венца червячного колеса	58	29	27	22	9	408
10	Наибольший диаметр червячного колеса	58	29	27	22	8	407
11	Угол подъема винтовой линии	57	30	27	22	13	407
12	Объединение параметров передачи	55	–	–	–	–	402
13	Условный угол обхвата	58	–	–	–	9	401
14	Расчет геометрических параметров	56-58	29	27	21- 22	8	406
15	Скорость скольжения	59	9	27	22	9	–
16	Ориентировочные значения скорости скольжения	–	26	25	20	–	–
17	Приведенные коэффициенты трения и углы трения	58-59	30	28	23	–	–
18	К.П.Д. передачи	58	30	28	23	23	–
19	Силы в зацеплении червячных передач	–	30	29	23	12	–
20	Материалы червяка	66	26	24	20	17	–
21	Материалы червячных колес	68	26	24	20	17	–
22	Коэффициенты долговечности	67	27	25	20	17	–

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Б

Продолжение таблицы Б.3

1	2	3	4	5	6	7	8
	Допустимые напряжения						
23	на контактную выносливость	66	27	25	20	17	–
	на изгибную выносливость	68	28	26	20	19	–
24	Коэффициенты нагружения	64	30	28	21	15	–
25	Коэффициент нагружения червяка	64	–	–	–	16	–
26	Проектный расчет на контактную выносливость	60	28	25	21	13	–
27	Проверочный расчет на контактную выносливость	62	29	27	22	15	–
28	Проектный расчет на выносливость при изгибе	64	–	–	–	16	–
29	Проверочный расчет на выносливость при изгибе	63	31	29	23	16	–
30	Эквивалентное число зубьев	63	31	29	23	16	–
31	Коэффициент формы зуба колеса	63	31	29	23	16	–
32	Расчет червяка на жесткость. Допустимый прогиб	–	28	27	21	25	–
33	Тепловой расчет передачи	–	31	29	24	21	–
34	Коэффициенты теплопередачи	–	31	30	24	22	–
35	Степень точности передачи	65	–	–	23	5	409

Таблица Б.4 — Валы

№ п/п	Наименования справочных данных	Номер источника, страница				
		[Б1]	[Б2]	[Б3]	[Б4]	[Б6]
1	2	3	4	5	6	7
1	Нагрузки валов от деталей передач	158	–	–	–	47
2	Возможные консольные нагрузки на концевые участки валов	161	–	–	–	–
3	Проектный расчет валов	161	35	31	24	53
4	Допустимые напряжения кручения	161	–	–	–	–
5	Согласование диаметров соединяемых валов редуктора и электродвигателя	167	36	32	–	–

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Б

Продолжение таблицы Б.4

1	2	3	4	5	6	7
Конструирование валов						
6	Номинальные размеры по ряду номинальных линейных размеров	161	290	363	372	53
7	Концевые цилиндрические участки	115	115	198	403	–
8	Концевые конические участки	–	117	200	404	–
9	Элементы резьбового участка	–	297	366	399	–
10	Радиусы галтелей, фаски, ступени	–	37	33	25	61
11	Упорные бурты для подшипников качения	–	95	108	90	125
12	Упорные бурты деталей передач	–	115	198	137	62
13	Канавки для выхода шлифовального круга	–	115	198	137	–
14	Канавки для выхода резьбонарезного инструмента	–	119	203	141	–
15	Бурт на шлицевом участке вала	–	116	200	138	–
16	Участок вала под зубья шестерни в конструкции вал-шестерня	–	121	204	140	–
17	Материал валов	162	125	208	144	65
18	Механические характеристики	162	125	208	145	65
19	Эффективные коэффициенты концентрации напряжений	163	128	214	146	66
20	Учет нескольких источников концентрации напряжений	–	128	214	146	57
21	Коэффициенты влияния абсолютных размеров	166	127	213	146	68
22	Коэффициенты влияния асимметрии цикла	164	126	210	145	65
23	Коэффициенты влияния шероховатости	162	127	213	146	68
24	Коэффициенты влияния поверхностного упрочнения	–	128	214	146	68
25	Расчет запаса прочности	162	125	210	145	55

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Б

Таблица Б.5 — Подшипники качения

№ п/п	Наименование справочных данных	Номер источника, страница					
		[Б1]	[Б2]	[Б3]	[Б4]	[Б6]	[Б7]
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Технические данные	395	313	376	380	141	114
		405	321	384	390	162	146
2	Выбор типа подшипника	176	39	36	28	89	–
3	Схема установки	180	40	37	29	112	–
		185				124	
4	Радиальные реакции. Точки приложения	218	80 81	99 100	79 80	102	–
5	Осевые реакции радиальных подшипников	–	82	100	81	–	–
6	Осевые составляющие радиальных нагрузок радиально-упорных подшипников	216	82	101 102	82	101	–
7	Осевые реакции радиально упорных подшипников	216 217	82 84	102	82	101	–
8	Параметр осевой нагрузки шариковых подшипников	212 215	82 83	101	81	135	–
9	Параметр осевой нагрузки роликовых подшипников	212 401	318 324	382 384	386 389	136	–
10	Коэффициент радиальной и осевой нагрузки шариковых подшипников	212 213	83	101	81	135	–
11	Коэффициенты радиальной и осевой нагрузки роликовых подшипников	212	84	103	83	136	–
		401	318	382	386		
		404	324	384	389		
12	Коэффициент вращения	212	–	103	83	99	–
13	Температурный коэффициент	214	85	105	83	137	–
14	Коэффициент безопасности	214	85	104	84	137	–
15	Эквивалентная динамическая нагрузка	212	84	103	83	99	–
16	Расчетная динамическая грузоподъемность	–	85	–	84	108	–
17	Расчетная долговечность	211	–	105	84	116	–
18	Принятая долговечность	220	–	–	–	84	

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Б

Таблица Б.6 — Шпоночные и шлицевые соединения

№ п/п	Наименование справочных данных	Номер источника, страница				
		[Б1]	[Б2]	[Б3]	[Б4]	[Б6]
1	2	3	4	5	6	7
1	Шпонки призматические	169	300	369	405	78
2	Шпонки сегментные	171	–	–	–	79
3	Расчеты шпоночных соединений. Допустимые напряжения	170	–	91	–	73
4	Соединения шлицевые прямобоочные	172	301	370	405	80
5	Соединения шлицевые эвольвентные	174	301	370	406	82
6	Расчеты шлицевых соединений. Допустимые напряжения	171	–	–	–	74
		175	–	–	–	84

Таблица Б.7 — Допуски размеров, посадки

№ п/п	Наименования справочных данных	Номер источника, страница				
		[Б1]	[Б2]	[Б3]	[Б4]	[Б6]
1	2	3	4	5	6	7
1	Поля допусков, предельные отклонения	260	330	363	373	218
		262	332		376	219
2	Посадки деталей передач. Посадки муфт	363	71	92	57	221
		263	195	267	275	
3	Посадки подшипников	263	89	106	88	257
4	Поля допусков элементов шпоночных соединений	–	71	92	57	343
			72			
5	Посадки элементов шлицевых соединений	–	74	93	59	248
			94			
6	Поля допусков свободных размеров	–	239	363	320	263
				281	373	
7	Поля допусков валов на участках под уплотнения	–	259	300	331	221
8	Поля допусков крышек, стаканов, подшипниковых узлов	263	114	128	127	221
			270	318	346	
9	Посадки распорных (дистанционных) втулок	263	–	–	–	221
10	Допуски межосевых расстояний	–	–	–	358	282

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Б

Таблица Б.8 — Допуски формы и взаимного размещения поверхностей

№ п/п	Наименования дополнительных данных	Номер источника, страница				
		[Б1]	[Б2]	[Б3]	[Б4]	[Б6]
1	2	3	4	5	6	7
1	Указание допусков на чертежах	264	243	286	327	239
2	Допуски плоскостности	–	–	–	358	237
3	Допуски цилиндричности, круглости	265	256 269	299	358	238
4	Допуски соосности	265	257	299	333	238
5	Допуски перпендикулярности	265	257	305	333	237
6	Допуски биения	–	–	–	329	237
7	Допуски симметричности	–	–	–	–	238
8	Допуски параллельности	265	257	305	333	237
9	Допуски позиционные	–	269	318	346	–
10	Допуски параллельности и перекося осей	–	–	–	359 361	–
11	Допуски параллельности и симметричности шпоночных пазов	–	–	–	336 328	–
12	Допуски угловых размеров	–	–	–	–	264

Таблица Б.9 — Допуски формы и взаимного размещения поверхностей

№ п/п	Наименования справочных данных	Номер источника, страница				
		[Б1]	[Б2]	[Б3]	[Б4]	[Б6]
1	Указание шероховатости поверхностей на чертежах	–	–	287	322	231
2	Значения параметров шероховатости	266	–	290	323	260

ПРИЛОЖЕНИЕ В

ПРИМЕР ОСОБЕННОСТЕЙ РАСЧЕТА КОНИЧЕСКОЙ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ РЕДУКТОРА

Рассчитать и сконструировать двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор (коническая передача с круговыми зубьями, цилиндрическая — косозубая). Редуктор нереверсивный, предназначенный для длительной эксплуатации, работа односменная, валы установлены на подшипниках качения. Кинематическая схема редуктора приведена на рисунке В.1.

Исходные данные: $n_{\text{вых}} = 72$ об/мин; $P_{\text{вых}} = 6,3$ кВт; $U_{\text{пр}} = 20$.

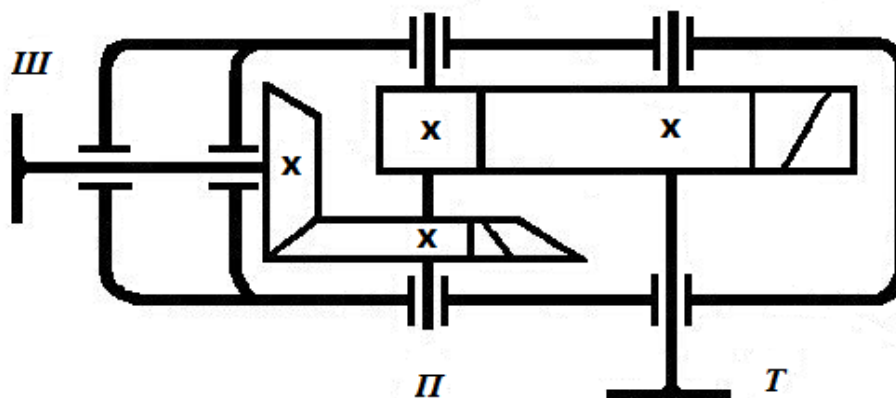


Рисунок В.1 — Кинематическая схема редуктора

В.1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РЕДУКТОРА

В.1.1 Определение требуемой мощности электродвигателя

Требуемая мощность электродвигателя определяется по формуле:

$$P_{\text{эл.взм.}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4^3}, \quad (\text{В.1.1})$$

где η_1 — КПД соединительной муфты;

η_2 — КПД быстроходной ступени редуктора (закрытая коническая передача);

η_3 — КПД тихоходной ступени редуктора (закрытая косозубая цилиндрическая передача);

η_4 — КПД подшипников качения (одна пара).

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

$\eta_1 = 0,98; \eta_2 = 0,97; \eta_3 = 0,98; \eta_4 = 0,99$ [1, с. 6, табл. 1.1].

Таким образом:

$$P_{эл.мп.} = \frac{6,3}{0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3} = 6,97 \text{ кВт.}$$

В.1.2 Выбор электродвигателя. Разбивка передаточных чисел по ступеням

Ориентировочную частоту вращения вала электродвигателя определяем по формуле:

$$n_{эл} = n_{вых} \cdot U_{пр} = 72 \cdot 20 = 1440 \text{ об/мин.} \quad (\text{В.1.2})$$

По ГОСТ 19523-81 выбираем асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором закрытого обдуваемого исполнения серии 4А13254:

$$P_{э. дв} = 7,5 \text{ кВт; } n_{эл} = 1455 \text{ об/мин; } d_{вэ} = 38 \text{ мм.}$$

Рекомендованные значения передаточных чисел ступеней редуктора выбираем по ГОСТ 2185-66 [1, с. 7, табл. 1.2]:

$U_б = 4$ — передаточное число быстроходной ступени;

$U_т = 5$ — передаточное число тихоходной ступени.

В.1.3 Определение частот вращения и угловых скоростей валов

Частота вращения быстроходного вала:

$$n_1 = n_{э.дв} = 1455 \text{ об/мин.}$$

Частота вращения промежуточного вала определяется по формуле:

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{б}} = \frac{1455}{4} = 363,75 \text{ об/мин.} \quad (\text{В.1.3})$$

Частота вращения тихоходного вала:

$$n_3 = \frac{n_2}{U_т} = \frac{363,75}{5} = 72,75 \text{ об/мин.} \quad (\text{В.1.4})$$

Отклонение частоты n_3 от заданной $n_{вых}$ составляет:

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

$$\Delta n = \left| \frac{n_{\text{вых}} - n_3}{n_3} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{72 - 72,75}{72,75} \right| \cdot 100\% = 1,03\% < [\Delta n] = 4 \%. \quad (\text{B.1.5})$$

Угловая скорость быстроходного вала:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1455}{30} = 152,0 \text{ с}^{-1}. \quad (\text{B.1.6})$$

Угловая скорость промежуточного вала:

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 363,75}{30} = 38,0 \text{ с}^{-1}. \quad (\text{B.1.7})$$

Угловая скорость тихоходного вала:

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 72,75}{30} = 7,6 \text{ с}^{-1}. \quad (\text{B.1.8})$$

В.1.4 Определение мощностей на валах редуктора

Мощность на быстроходном валу редуктора определяется по формуле:

$$P_1 = P_{\text{эл.дв.}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_4 = 7,5 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 7,28 \text{ кВт}. \quad (\text{B.1.9})$$

Мощность на промежуточном валу:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 7,28 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 6,99 \text{ кВт}. \quad (\text{B.1.10})$$

Мощность на быстроходном валу:

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 6,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 6,78 \text{ кВт}. \quad (\text{B.1.11})$$

В.1.5 Определение крутящих моментов на валах

Крутящий момент на быстроходном валу определяется по формуле:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{7,28 \cdot 10^3}{152} = 47,9 \text{ Нм}. \quad (\text{B.1.12})$$

Крутящий момент на промежуточном валу:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{6,99 \cdot 10^3}{38} = 184,0 \text{ Нм}. \quad (\text{B.1.13})$$

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

Крутящий момент на тихоходном валу:

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{6,78 \cdot 10^3}{7,6} = 892,0 \text{ Нм.} \quad (\text{В.1.14})$$

В.2 МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ИХ СВОЙСТВА

В.2.1 Выбор машиностроительных материалов

Для изготовления колес конической передачи выбираем материал сталь с твердостью $HB \leq 350$, что позволяет выполнять чистовое нарезание зубьев после термообработки. При этом можно не применять дорогие отделочные операции.

С целью получения сравнительно небольших габаритов и невысокой стоимости редуктора, выбираем для изготовления колеса и шестерни сравнительно недорогую легированную сталь 40Х (поковка). По таблице 3.3 [2, с. 34] принимаем для шестерни термообработку улучшением с твердостью $HB_1 = 270$, $\sigma_B = 930$ МПа, $\sigma_T = 690$ МПа; для колеса термообработка улучшением с твердостью $HB_2 = 245$, $\sigma_B = 830$ МПа, $\sigma_m = 540$ МПа.

В.2.2 Расчет допустимых напряжений на контактную выносливость

Допустимые напряжения на контактную выносливость определяются по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b}}{[S_H]} \cdot K_{HL}, \quad (\text{В.2.1})$$

где $\sigma_{H \text{ lim } b} = 2 \cdot HB + 70$ — предел контактной выносливости при базовом числе циклов смены напряжений [2, с. 34, табл. 3.2];

$[S_H] = 1,1$ — коэффициент безопасности [2, с. 33];

$K_{HL} = 1,0$ — коэффициент долговечности [2, с. 33].

Допустимые напряжения на контактную выносливость:

– шестерни:

$$[\sigma_{H_1}] = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b_1}}{[S_H]} \cdot K_{HL} = \frac{(2 \cdot HB_1 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 270 + 70) \cdot 1,0}{1,1} = 555 \text{ МПа};$$

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

– колеса:

$$[\sigma_{H_2}] = \frac{\sigma_{H \lim b_2}}{[S_H]} \cdot K_{HL} = \frac{(2 \cdot HB_2 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 245 + 70) \cdot 1,0}{1,1} = 510 \text{ МПа.}$$

Для криволинейных колес (также, как для косозубых) расчетное допустимое контактное напряжение определяется по формуле:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H_1}] + [\sigma_{H_2}]). \quad (\text{В.2.2})$$

Тогда:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (555 + 510) = 480 \text{ МПа.}$$

В.2.3 Определение диаметра внешнего делительной окружности колеса

Диаметр внешней делительной окружности колеса определяется по формуле:

$$d_{e2} \geq K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot U_{ш} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot (1 - 0,5\psi_{bRe})^2 \cdot \psi_{bRe}}}, \quad (\text{В.2.3})$$

где $K_{H\beta}$ — коэффициент концентрации нагрузки, по [2, с. 32, табл. 3.1] $K_{H\beta} = 1,35$;

U_{δ} — передаточное число быстроходной (конической) передачи, $U_{\delta} = 4$;

T_2 — крутящий момент на колесе, $T_2 = 184$ Нм;

$K_d = 86$ — для колес с круговыми зубьями [2, с. 49];

$\psi_{bRe} = 0,285$ — коэффициент степени венца по отношению к внешнему конусному расстоянию (рекомендация ГОСТ 12289-76);

$[\sigma_H] = 480$ МПа — допустимые контактные напряжения.

Тогда:

$$d_{e2} \geq 86 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,35 \cdot 4 \cdot 184}{480 \cdot (1 - 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 208 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 12289-76 ближайшие значения $d_{e2} = 250$ мм.

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

В.2.4 Расчет геометрических параметров передачи

Принимаем конструктивно число зубьев шестерни $z_1 = 25$. Тогда число зубьев колеса определяем по формуле:

$$z_2 = z_1 \cdot U_{uu} = 25 \cdot 4 = 100,$$

где $U_{\delta} = 4$.

Наружный окружной модуль передачи:

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{250}{100} = 2,5 \text{ мм.} \quad (\text{B.2.4})$$

Углы делительных конусов колеса и шестерни определяем по формулами:

$$\delta_2 = \arctg U_{uu} = \arctg 4 = 75,9639^\circ; \quad (\text{B.2.5})$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 75,9639^\circ = 14,0361^\circ. \quad (\text{B.2.6})$$

Наружное конусное расстояние R_e определяем по формуле:

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad (\text{B.2.7})$$

$$R_e = 0,5 \cdot 2,5 \cdot \sqrt{25^2 + 100^2} = 129 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца:

$$b = \psi_{bR_e} \cdot R_e = 0,285 \cdot 129 = 36,8 \text{ мм.} \quad (\text{B.2.8})$$

Внешний делительный диаметр шестерни определяем по формуле:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 2,5 \cdot 25 = 62,5 \text{ мм.} \quad (\text{B.2.9})$$

Средний делительный диаметр шестерни определяем по формуле:

$$d_1 = 2 \cdot (R_e - 0,5 \cdot b) \cdot \sin \delta_1, \quad (\text{B.2.10})$$

$$d_1 = 2 \cdot (129 - 0,5 \cdot 36,8) \cdot \sin 14,0361^\circ = 53,65 \text{ мм.}$$

Внешние диаметры шестерни и колеса (поверхности зубьев):

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1, \quad (\text{B.2.11})$$

$$d_{ae1} = 62,5 + 2 \cdot 2,5 \cdot \cos 14,0361^\circ = 67,35 \text{ мм;}$$

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2, \quad (\text{B.2.12})$$

$$d_{ae2} = 250 + 2 \cdot 2,5 \cdot \cos 75,9639^\circ = 251,21 \text{ мм.}$$

Средний окружной и средний нормальный модули зубьев определяется по формулам:

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{53,65}{25} = 2,15 \text{ мм}; \quad (\text{B.2.13})$$

$$m_n = m \cdot \cos \beta_n, \quad (\text{B.2.14})$$

где $\beta_n = 35^\circ$ — средний угол наклона зубьев.

Тогда:

$$m_n = 2,15 \cdot \cos 35^\circ = 1,76 \text{ мм.}$$

Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{36,8}{53,65} = 0,685. \quad (\text{B.2.15})$$

Средняя окружная скорость определяется по формуле:

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{152 \cdot 53,65}{2 \cdot 10^3} = 4,08 \text{ м/с.} \quad (\text{B.2.16})$$

Принимаем 7-ю степень точности передачи.

В.2.5 Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

Проверка зубьев колес по контактным напряжениям осуществляется по формуле:

$$\sigma_H = \frac{270}{R_e - 0,5 \cdot b} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot \sqrt{(U^2 + 1)^3}}{b \cdot U^2}}, \quad (\text{B.2.17})$$

где K_H — коэффициент нагрузки, определяемой по формуле:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}, \quad (\text{B.2.18})$$

где $K_{H\beta} = 1,27$ по [2, с. 39, табл. 3.5];

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

$K_{Ha} = 1,04$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями [2, с. 39, табл. 3.4];

$K_{Hv} = 1,0$ — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в заплечиках [2, с. 40, табл. 3.6].

Таким образом:

$$K_H = 1,27 \cdot 1,04 \cdot 1,0 = 1,32.$$

Тогда:

$$\sigma_H = \frac{270}{129 - 0,5 \cdot 36,8} \cdot \sqrt{\frac{184 \cdot 1,32 \cdot \sqrt{(4^2 + 1)^3}}{36,8 \cdot 4^2}} = 416 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 480 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполнено.

В.2.6 Определение усилий в зацеплении

Схема сил, действующих в зацеплении конической передаче, представлена на рисунке В.2.1.

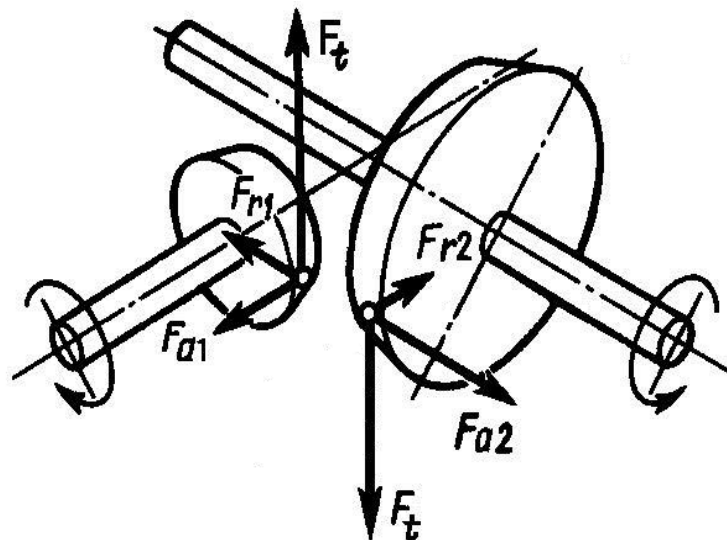


Рисунок В.2.1 — Силы, действующие в конической передаче

Окружная сила в зацеплении на среднем диаметре колеса определяется по формуле:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 47,9 \cdot 10^3}{53,65} = 1786 \text{ Н}. \quad (\text{В.2.19})$$

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

Радиальная сила для шестерни, равняющаяся осевой силе для колеса, определяется по формуле:

$$\begin{aligned} F_{r1} = F_{a2} &= F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = \\ &= 1786 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \cos 74,0361 = 631 \text{ Н.} \end{aligned} \quad (\text{В.2.20})$$

Осевая сила для шестерни, равная радиальной силе для колеса, определяется по формуле:

$$\begin{aligned} F_{a1} = F_{r2} &= F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = \\ &= 1786 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \sin 14,0361 = 158 \text{ Н.} \end{aligned} \quad (\text{В.2.21})$$

В.2.7 Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба проводится за формулой:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m_n}, \quad (\text{В.2.22})$$

где K_F — коэффициент нагрузки, определяется по формуле:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}; \quad (\text{В.2.23})$$

$K_{F\beta} = 1,48$ — коэффициент концентрации нагрузки [2, с. 42];

$K_{FV} = 1,0$ — коэффициент динамичности [2, с. 42];

тогда $K_F = 1,48 \cdot 1,0 = 1,48$;

Y_F — коэффициент, учитывающий форму зуба, выбирается в зависимости от эквивалентных чисел зубьев по за формуле:

$$z_V = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_n}. \quad (\text{В.2.24})$$

Для шестерни:

$$z_V = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_n} = \frac{25}{\cos 14,0361^\circ \cdot (\cos 35^\circ)} \approx 47.$$

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

Для колеса:

$$z_V = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_n} = \frac{100}{\cos 75,9639^\circ \cdot (\cos 35^\circ)^3} \approx 750.$$

При этом $Y_{F1} = 3,672$ и $Y_{F2} = 3,6$ по [2, с. 42].

Коэффициент Y_β учитывает повышение мощности криволинейных зубьев по сравнению с прямолинейными:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{35}{140} = 1 - 0,25 = 0,75. \quad (\text{B.2.25})$$

Коэффициент $K_{F\alpha}$ учитывает распределение нагрузки между зубьями:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,3 - 1) \cdot (7 - 5)}{4 \cdot 1,3} = 0,884, \quad (\text{B.2.26})$$

где $n = 7$ — степень точности передачи;

$\varepsilon_\alpha = 1,3$ — коэффициент торцевого перекрытия по [2, с. 53].

Допустимое напряжение изгиба определяется по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}^\circ}{[S_F]}, \quad (\text{B.2.27})$$

где $[S_F] = 1,75$ — коэффициент безопасности [2, с. 44, табл. 3.9];

$\sigma_{F \lim b}^\circ = 1,8 \cdot \text{НВ}$ — предел выносливости при отнулевом цикле изгиба:

– для шестерни: $\sigma_{F \lim b1}^\circ = 1,8 \cdot 270 = 490$ МПа;

– для колеса $\sigma_{F \lim b2}^\circ = 1,8 \cdot 245 = 440$ МПа.

Допустимые напряжения и отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

– для шестерни:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{490}{1,75} = 280 \text{ МПа}; \quad \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{280}{3,672} = 76,25 \text{ МПа};$$

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

– для колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{440}{1,75} = 250 \text{ МПа}; \quad \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{250}{3,6} = 69,9 \text{ МПа}.$$

Дальнейший расчет ведем для зубьев колеса, так как:

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} < \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}}.$$

Тогда:

$$\sigma_{F2} = \frac{1786 \cdot 1,48 \cdot 3,6 \cdot 0,75 \cdot 0,884}{36,8 \cdot 1,76} = 97,4 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}].$$

Условие прочности выполнено.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ ТИТУЛЬНЫХ ЛИСТОВ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Г.1 ТИТУЛЬНЫЙ ЛИСТ ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ ММК

Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования Луганской народной республики

Донбасский государственный технический университет

(полное наименование высшего учебного заведения)

Кафедра прикладной гидромеханики

(полное название кафедры, цикловой комиссии)

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ (РАБОТЕ)

по деталям машин

(название дисциплины)

на тему: разработка двухступенчатого редуктора

Студента (ки) 3 курса группы ММК-_____

профиля 15.03.02

Металлургическое оборудование

_____ (фамилия и инициалы)

Руководитель: доцент, канд. техн. наук

канд. техн. наук, доц. Левченко Э.П.

(должность, ученое звание, научная степень, фамилия и инициалы)

Национальная шкала _____

Количество баллов: _____ Оценка: ECTS _____

Члены комиссии: _____

(подпись) (фамилия и инициалы)

_____ (подпись) (фамилия и инициалы)

_____ (подпись) (фамилия и инициалы)

г. Алчевск — 201_ год

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Г

Г.2 ТИТУЛЬНЫЙ ЛИСТ ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ ГМ

Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования Луганской народной республики

Донбасский государственный технический университет

(полное наименование высшего учебного заведения)

Кафедра прикладной гидромеханики

(полное название кафедры, цикловой комиссии)

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ (РАБОТЕ)

по деталям машин

(название дисциплины)

на тему: разработка двухступенчатого редуктора

Студента (ки) 3 курсу группы ГМ - _____

профиля 21.05.04

Горные машины и оборудование

_____ (фамилия и инициалы)

Руководитель: доцент, канд. техн. наук

канд. техн. наук, доц. Левченко Э.П.

(должность, ученое звание, научная степень, фамилия и инициалы)

Национальная шкала _____

Количество баллов: _____ Оценка: ECTS _____

Члены комиссии: _____

(подпись) (фамилия и инициалы)

_____ (подпись) (фамилия и инициалы)

_____ (подпись) (фамилия и инициалы)

г. Алчевск — 201_ год

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Г

Г.3 ТИТУЛЬНЫЙ ЛИСТ ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ ГПМ

Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования Луганской народной республики
Донбасский государственный технический университет
(полное наименование высшего учебного заведения)
Кафедра прикладной гидромеханики
(полное название кафедры, цикловой комиссии)

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ (РАБОТЕ)

по деталям машин
(название дисциплины)

на тему: разработка двухступенчатого редуктора

Студента (ки) 3 курсу группы ГПМ - _____
профиля 13.03.03

Автоматизированные гидравлические и
пневматические системы и агрегаты _____

_____ (фамилия и инициалы)

Руководитель: доцент, канд. техн. наук
канд. техн. наук, доц. Левченко Э.П. _____
(должность, ученое звание, научная степень, фамилия и инициалы)

Национальная шкала _____
Количество баллов: _____ Оценка: ECTS _____

Члены комиссии: _____
(подпись) (фамилия и инициалы)

(подпись) (фамилия и инициалы)

(подпись) (фамилия и инициалы)

г. Алчевск — 201_ год

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Г

Г.4 ТИТУЛЬНЫЙ ЛИСТ ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ ТОМ

Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования Луганской народной республики
Донбасский государственный технический университет
(полное наименование высшего учебного заведения)
Кафедра прикладной гидромеханики
(полное название кафедры, цикловой комиссии)

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ (РАБОТЕ)

по деталям машин
(название дисциплины)

на тему: разработка двухступенчатого редуктора

Студента (ки) 3 курсу группы ТОМ - _____
профиля 15.03.05
Конструкторско-технологическое _____
обеспечение машиностроительного _____
производства _____

(фамилия и инициалы)

Руководитель: доцент, канд. техн. наук
канд. техн. наук, доц. Левченко Э.П. _____
(должность, ученое звание, научная степень, фамилия и инициалы)

Национальная шкала _____
Количество баллов: _____ Оценка: ECTS _____

Члены комиссии: _____
(подпись) (фамилия и инициалы)

(подпись) (фамилия и инициалы)

(подпись) (фамилия и инициалы)

г. Алчевск — 201_ год

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

РАЗРАБОТКА ЭСКИЗА (КОМПОНОВКИ) ОБЩЕГО ВИДА РЕДУКТОРА

По полученным геометрическим параметрам закрытой передачи разрабатывается (на миллиметровой бумаге) компоновка общего вида редуктора.

Рекомендуется придерживаться следующего порядка работы по эскизному конструированию редуктора [10]:

- по исходным данным подбирается стандартный масштаб изображения — масштаб должен позволить разместить главный вид на формате А2, оставив при этом место для простановки размеров и штампа;

- на миллиметровой бумаге первоначально изображается кинематическая схема редуктора, которая выглядит, так же как и структурная, но выполняется в масштабе, например, межосевые расстояния a_w должны соответствовать расчетным значениям;

- на первом этапе доработки кинематической схемы контурно по габаритным размерам (диаметры и ширины венцов колес, диаметры валов) в виде прямоугольников схематически изображаются колеса и валы;

- на втором этапе доработки схематически изображается внутренний контур редуктора в виде прямоугольника, охватывающего зубчатую передачу; причем, между вращающимися деталями должны быть предусмотрены определенные зазоры: между торцами зубчатых колес $\delta_1 \approx 0,5\delta$; между торцом колеса и внутренними деталями корпуса $\delta_2 \approx 0,8\delta$; между вершинами зубьев колеса и корпусом $\delta_3 \approx 1,25\delta$ (здесь δ — толщина литой стенки картера, $\delta = 2(0,1T_2)^{0,25} > 6$ мм, где T_2 — вращающий момент на тихоходном валу, Нм);

- на третьем этапе, согласно кинематической схеме, намечаются места расположения подшипников; предварительно по диаметрам валов d подбираются подшипники средней серии (для цилиндрических редукторов — шариковые радиальные, для конических и червячных — роликовые радиально-упорные); основными габаритными размерами подшипников являются их наружный диаметр D и ширина B ;

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

– на четвертом этапе схематически изображается внешний контур редуктора, для чего намечаются размеры фланцев разъема картера (нижней части корпуса) для ее соединения с крышкой; ширина фланцев в местах расположения подшипников должна быть больше ширины В подшипников тихоходного вала примерно на 15...20 %;

– на пятом этапе назначаются длины вылетов (консолей для размещения муфт) входного и выходного валов, величиной 1,6...2 диаметра вала по ГОСТ 12080-66 для цилиндрического и ГОСТ 12081-72 для конического конца вала;

– на заключительном этапе — на полученном эскизе (рис. Д.1) должны быть проставлены необходимые размеры, полученные расчетом или принятые конструктивно: габаритные, межосевые расстояния, диаметры валов и колес, длины участков валов (границами являются середины колес, середины подшипников, середины консольных участков).

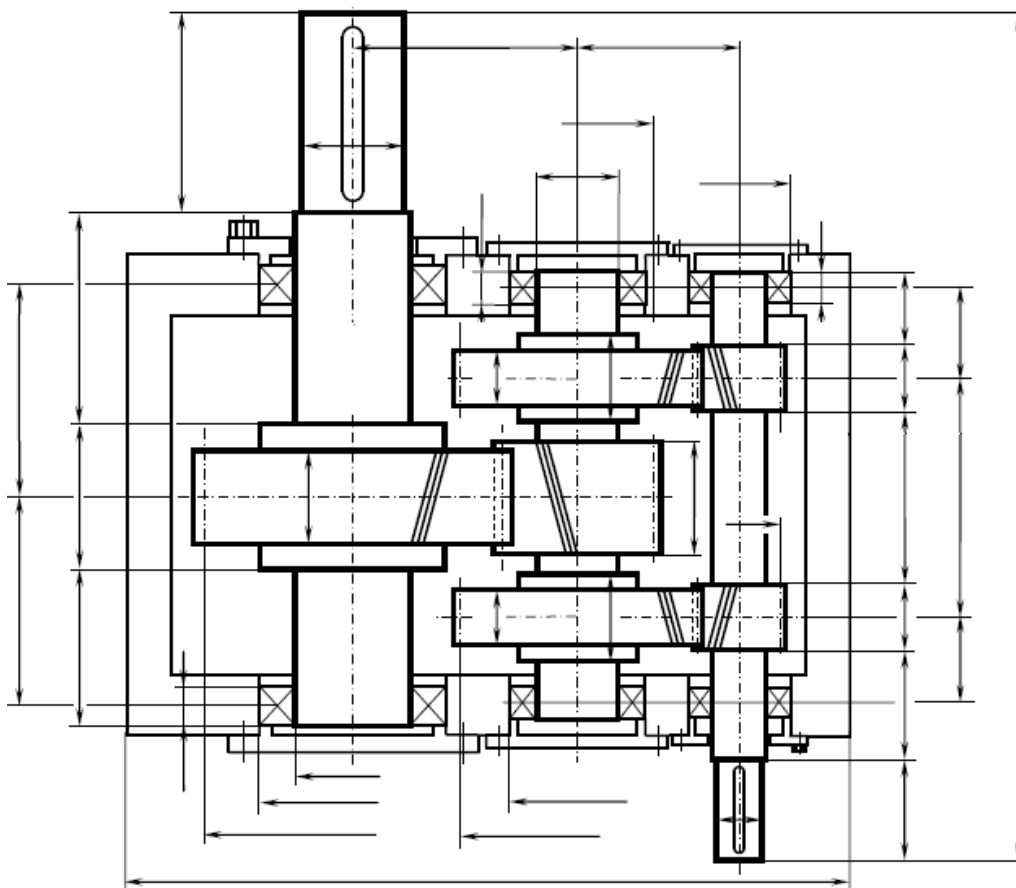


Рисунок Д.1 — Компоновка редуктора

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

ОФОРМЛЕНИЕ ДОКУМЕНТАЦИИ

Е.1 ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Е.1.1 Общие требования

Е.1.1.1 Пояснительная записка является текстовым документом и оформляется в соответствии с ГОСТ 2.105-95 ЕСКД. Общие требования к текстовым документам и ДСТУ 3008-95 Документация. Отчеты в сфере науки и техники.

Е.1.1.2 Пояснительную записку оформляют на листах бумаги формата А4 (210×297 мм).

Е.1.1.3 Пояснительная записка представляет собой рукопись, выполненную машинным (при помощи компьютерной техники) способом на одной стороне листа белой бумаги. При этом рекомендуется использовать текстовый редактор Microsoft Word (кегель — 14, интервал — 1,2, абзацный отступ — 1,25, гарнитура Times New Roman).

Е.1.1.4 Текст пояснительной записки следует печатать, соблюдая следующие размеры полей: левое — 30 мм (место для подшивки), верхнее и нижнее — 20 мм, правое — 10 мм.

Е.1.1.5 Бланк титульного листа и бланк задания для выполнения ВКР должны быть отпечатаны на принтере, заполнены и подшиты в пояснительную записку.

Е.1.1.6 Текст пояснительной записки должен быть кратким, четким и не допускать различных толкований.

В тексте должны применяться научно-технические термины, обозначения и определения, установленные соответствующими стандартами, а при их отсутствии — общепринятые в научно-технической литературе.

Е.1.1.7 В тексте пояснительной записки не допускается:

- применять обороты разговорной речи, техницизмы, профессионализмы;
- применять для одного и того же понятия различные научно-технические термины, близкие по смыслу, а также иностранные слова и термины при наличии равнозначных слов и терминов на русском языке;
- применять произвольные словообразования;

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

- применять сокращения слов, кроме установленных правилами русской орфографии, соответствующими государственными стандартами;
- сокращать обозначения единиц физических величин, если они употребляются без цифр.

Е.1.2 Архитектоника, рубрикация, нумерация

Е.1.2.1 Структурные элементы «РЕФЕРАТ», «СОДЕРЖАНИЕ», «ВВЕДЕНИЕ», «ВЫВОДЫ», «ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК» не нумеруются, а их наименование служат заголовками структурных элементов.

Е.1.2.2 Разделы и подразделы должны иметь заголовки. Пункты и подпункты могут иметь заголовки.

Е.1.2.3 Заголовки структурных элементов пояснительной записки и заголовки разделов следует располагать в середине строки и печатать прописными буквами без точки в конце, не подчеркивая.

Е.1.2.4 Заголовки подразделов, пунктов и подпунктов пояснительной записки следует начинать с абзацного отступа и печатать строчными буквами, кроме первой прописной, не подчеркивая, без точки в конце.

Е.1.2.5 Если заголовок состоит из двух и более предложений, их разделяют точкой.

Е.1.2.6 Расстояние между заголовком и последующим или предыдущим текстом должно быть не менее 15 мм. Расстояние между двумя заголовками принимают таким же, как в тексте.

Е.1.2.7 Не допускается размещать наименование раздела, подраздела, а также пункта и подпункта в нижней части страницы, если, после него расположена только одна строка текста.

Е.1.2.8 Разделы, подразделы, пункты и подпункты пояснительной записки следует нумеровать арабскими цифрами.

Е.1.2.9 Разделы должны иметь порядковую нумерацию в пределах пояснительной записки и обозначаться арабскими цифрами без точки, например, 1, 2, 3 и т. д. Переносы слов в заголовке раздела не допускаются. Каждый раздел должен начинаться с новой страницы.

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

Е.1.2.10 Подразделы должны иметь порядковую нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номера раздела и порядкового номера подраздела, разделенных точкой. После номера подраздела точку не ставят, например, 1.1, 1.2 и т. д.

Е.1.2.11 Пункты должны иметь порядковую нумерацию в пределах каждого подраздела. Номер пункта состоит из номера раздела, порядкового номера подраздела и порядкового номера пункта, разделенных точкой. После номера пункта точку не ставят, например, 1.1.1, 1.1.2 и т. д.

Е.1.2.12 Номер подпункта состоит из номера раздела, порядкового номера подраздела, порядкового номера пункта и порядкового номера подпункта, разделенных точкой, например, 1.1.1.1, 1.1.1.2, 1.1.1.3 и т. д. После номера подпункта точку не ставят.

Е.1.2.13 Страницы пояснительной записки следует нумеровать арабскими цифрами, соблюдая сквозную нумерацию по всему тексту записки. Номер страницы проставляют в правом верхнем углу страницы без точки в конце.

Е.1.2.14 Титульный лист и задание для выполнения ВКР включают в общую нумерацию страниц пояснительной записки. Номер страницы на титульном листе и задании для выполнения ВКР не проставляют.

Е.1.2.15 Иллюстрации и таблицы, расположенные на отдельных страницах, включают в общую нумерацию страниц пояснительной записки.

Е.1.3 Теоретические описания и математические расчеты

Е.1.3.1 Математическое описание новой технической задачи в общем виде должно содержать:

- выходные данные (зависимости);
- расчетную схему;
- постановку задачи;
- обоснование допущений;
- математические преобразования (в лаконичной форме);
- программу (если используется ПЭВМ);
- полученные результаты (в виде аналитических зависимостей, графиков или таблиц);

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

- анализ результатов;
- принятое техническое решение;
- выводы.

Е.1.3.2 Технический расчет типового характера должен в общем случае содержать:

- конструкцию, или эскиз схемы объекта;
- задачу расчета;
- исходные данные для расчета;
- непосредственно расчет;
- анализ расчета;
- принятое техническое решение;
- выводы.

Е.1.3.3 Словесный текст математического описания, технического расчета должен быть лаконичным, точным и образовывать единое целое с формулами.

Е.1.3.4 Формулы и уравнения располагают непосредственно после текста, в котором они упоминаются, посередине страницы.

Выше и ниже каждой формулы или уравнения должно быть оставлено не менее одной свободной строки.

Е.1.3.5 Если на формулу или уравнение имеется ссылка в тексте, то они должны нумероваться арабскими цифрами.

Номер формулы или уравнения состоит из номера раздела и порядкового номера формулы или уравнения, разделенных точкой, например, формула (1.3) — третья формула первого раздела.

Номер формулы или уравнения указывается на уровне формулы или уравнения в скобках в крайнем правом положении на строке.

Ссылку в тексте на номер формулы или уравнения дают в круглых скобках.

Е.1.3.6 Пояснения значений символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу или уравнение, следует приводить непосредственно под формулой в той последовательности, в которой они даны в формуле или уравнении.

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

Пояснения значения каждого символа и числового коэффициента следует давать с новой строки. Первую строку пояснения начинают с абзаца словом «где» без двоеточия.

Пример

Линейную скорость вычисляют по формуле

$$V = \omega \cdot R, \quad (3.1)$$

где ω — угловая частота вращения;

R — радиус.

Е.1.3.7 Переносить формулы или уравнения на следующую строку допускается только на знаках выполнения математических операций, причем знак операции в начале следующей строки повторяют. При переносе формулы или уравнения на знаке операции умножения применяют знак «×».

Формулы, следующие одна за другой, и не разделенные текстом, отделяют запятой.

Е.1.3.8 В течении всей записки для обозначения одного и того же параметра следует использовать один и тот же символ. Размерность одного параметра в пределах записки должна быть постоянной и соответствовать международной системе единиц (СИ).

Е.1.4 Иллюстрации к тексту

Е.1.4.1 В пояснительную записку следует включать иллюстрации (чертежи, рисунки, графики, схемы, диаграммы, фотоснимки), необходимые для полного и ясного понимания текста.

Иллюстрации следует располагать непосредственно после текста, в котором они упоминаются впервые, или на следующей странице. На все иллюстрации должны быть даны ссылки в тексте.

Размер иллюстрации должен соответствовать размеру листа формата А4. Если иллюстрация имеет больший размер, то следует использовать лист формата А3.

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

Е.1.4.2 Иллюстрации могут иметь название, которое помещают под иллюстрацией. При необходимости под иллюстрацией помещают поясняющие данные (подрисовочный текст).

Иллюстрация обозначается словом «Рисунок», которое вместе с названием иллюстрации помещают после поясняющих данных.

Пример



Рисунок 3.1 — Направление движения

Е.1.4.3 Иллюстрации следует нумеровать арабскими цифрами в пределах раздела, за исключением иллюстраций, приводимых в приложениях. Номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой, например, рисунок 3.2 — второй рисунок третьего раздела.

Е.1.5 Таблицы

Е.1.5.1 С целью компактности и наглядности цифровой материал, как правило, оформляют в виде таблиц, например, технико-экономические показатели работы привода.

Е.1.5.2 Таблицу следует располагать непосредственно после текста, в котором она упоминается впервые, или на следующей странице.

На все таблицы должны быть ссылки в тексте записки.

Е.1.5.3 Таблицы следует нумеровать арабскими цифрами в пределах раздела, за исключением таблиц, приводимых в приложениях.

Номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой, например, таблица 2.1 — первая таблица второго раздела.

Е.1.5.4 Таблица может иметь название, которое печатают строчными буквами (кроме первой прописной) и помещают над таблицей. Название должно быть кратким и отражать содержание таблицы.

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

Пример

Таблица 4.1 — Изменение параметров мощности на валах

№ п/п	Мощность электродвигателя, кВт	Мощность на быстроходном валу, кВт	Мощность на промежуточном валу, кВт	Мощность на тихоходном на валу, кВт
1				
2				

Е.1.5.5 Если таблица выходит за формат страницы, ее делят на части, перенося часть таблицы на следующую страницу. При этом в каждой части таблицы повторяют ее головку и боковик.

При делении таблицы на части допускается ее головку или боковик заменять соответствующими номерами граф или строк. При этом нумеруют арабскими цифрами графы и/или строки первой части таблицы.

Слово «Таблица ___» указывают один раз слева над первой частью таблицы, над другими частями пишут: «Продолжение таблицы ___» с указанием номера таблицы. Название таблицы не повторяют.

Е.1.5.6 Заголовки граф таблицы печатают с прописных букв, а подзаголовки — со строчных, если они составляют одно предложение с заголовком.

Подзаголовки, имеющие самостоятельное значение, пишут с прописной буквы. В конце заголовков и подзаголовков точки не ставят. Заголовки и подзаголовки граф указывают в единственном числе.

Е.1.5.7 Повторяющийся в таблице текст можно заменить словами «то же». Повторяющиеся цифры, математические и другие символы заменять нельзя. Если в строке какие-либо данные не приводят, то вместо них ставят прочерк. Когда отсутствуют какие-то сведения, то пишут: «нет сведений».

Е.1.6 Выводы

Эти выводы даются на основе сравнения технико-экономических показателей действующего на производстве объекта и спроектированного или усовершенствованного варианта.

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

Вместе с этим студент обязан показать и другие преимущества, связанные с реализацией проектных решений, например, улучшение условий труда, повышение качества управления, повышение общей культуры производства, снижение экологической опасности и т. д.

Если при решении задачи, поставленной перед студентом, он по каким-то причинам не принял самое прогрессивное решение, в выводах следует указать причины, обусловившие выбор промежуточного варианта и скорректировать перспективы дальнейшего развития работ в рассматриваемой области.

В заключении необходимо указать возможность практического использования результатов проектирования.

Е.1.7 Перечень ссылок и его оформление

Е.1.7.1 Перечень ссылок должен содержать только те источники, на которые есть ссылки в тексте записки.

Источники в перечне ссылок располагают строго в порядке появления в тексте записки ссылок на них.

Ссылки в тексте следует указывать порядковым номером по перечню ссылок, выделенным двумя квадратными скобками, например, «... в работах [1–5] ...».

Е.1.7.2 Список источников необходимо оформлять в соответствии с ГОСТ 7.1-2003 и ГОСТ Р 7.0.5-2008.

Е.1.8 Приложения

Е.4.8.1 Приложения следует оформлять как продолжение пояснительной записки на его последующих страницах, располагая приложения в порядке появления ссылок на них в тексте записки.

Е.1.8.2 Каждое приложение должно начинаться с новой страницы. Приложение должно иметь заголовок, напечатанный вверху строчными буквами с первой прописной симметрично относительно текста страницы. Посередине строки над заголовком строчными буквами с первой прописной должно быть напечатано слово «Приложение __» и прописная буква, обозначающая приложение.

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

Е.1.8.3 Приложения обозначаются строчными буквами русского алфавита, начиная с А, за исключением букв З, Й, О, И, Ъ, Ы, Ъ.

Е.1.8.4 Приложения должны иметь общую с остальной частью записки сквозную нумерацию страниц.

Е.1.8.5 Все приложения должны быть перечислены в содержании к пояснительной записке с указанием их номеров и заголовков.

Е.1.8.5 Имеющиеся в тексте приложения иллюстрации, таблицы, формулы и уравнения следует нумеровать в пределах каждого приложения, например, рисунок Б.3 — третий рисунок приложения Б; таблица А.2 — вторая таблица приложения А; формула (В.1) — первая формула приложения В.

Е.2 ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Е.2.1 Общая информация

Е.2.1.1 Графическая часть работы должна полностью соответствовать расчетам, приведенным в пояснительной записке. Объем и содержание графической части определяются заданием на курсовой проект в зависимости от характера темы.

Е.2.1.2 Чертежи курсового проекта следует выполнять на листах формата А1. Допускается выполнение детализовки и технологических карт на листах формата А3 и А4.

Е.2.1.3 Основную надпись и дополнительные графы на чертежах и схемах выполнять по ГОСТ 2.104-68 *Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Основные надписи.*

Е.2.2 Оформление графической части

Е.2.2.1 Графические материалы являются составной частью курсового проекта. Они выполняются и оформляются в соответствии с ГОСТ 2.108-73 *Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Основные требования к чертежам.*

Е.5.2.2 Графические материалы включают:

- общий вид машины или оборудования;
- сборочные чертежи, чертежи проектируемых узлов и деталей;

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

– диаграммы, графики, итоговые таблицы, алгоритмы, отражающие сущность работы и основных расчетов;

– схемы принципиальные и расчетные (гидравлические, пневматические, кинематические, электрические и т. д.).

Е.2.2.3 Масштабы изображений на чертежах, согласно ГОСТ 2.302-68 *Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Масштабы*, должны выбираться из следующего ряда:

– масштабы уменьшения: 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10; 1:15; 1:20; 1:25; 1:40; 1:50; 1:75; 1:100; 1:200; 1:400; 1:500; 1:800; 1:1000;

– масштабы увеличения: 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1; 20:1; 40:1; 50:1; 100:1;

– натуральная величина: 1:1.

Е.2.2.4 Следует иметь в виду, что чертежи являются основными документами, определяющими как особенности конструкции, так и выбор материалов, технологию изготовления, сборку, монтаж, эксплуатацию и техническое обслуживание машины или оборудования.

Е.2.2.5 Сборочные чертежи, чертежи узлов и деталей должны иметь все необходимые размеры (габаритные, присоединительные, установочные, сборочные, определяемые правилами ТБ и ОТ, справочные), предельные отклонения размеров, формы, взаимного расположения поверхностей, шероховатость, технические условия на изготовление, марку материала, технологию упрочнения и другие данные для того, чтобы по этим чертежам можно было выдать заказ на изготовление.

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

ОБРАЗЕЦ ШТАМПОВ ДЛЯ ЧЕРТЕЖЕЙ И СХЕМ

На рисунке Ж.1 приведены форма основной надписи и дополнительные графы чертежей (схем), на рисунке Ж.2 — пример заполнения основной надписи на чертеже.

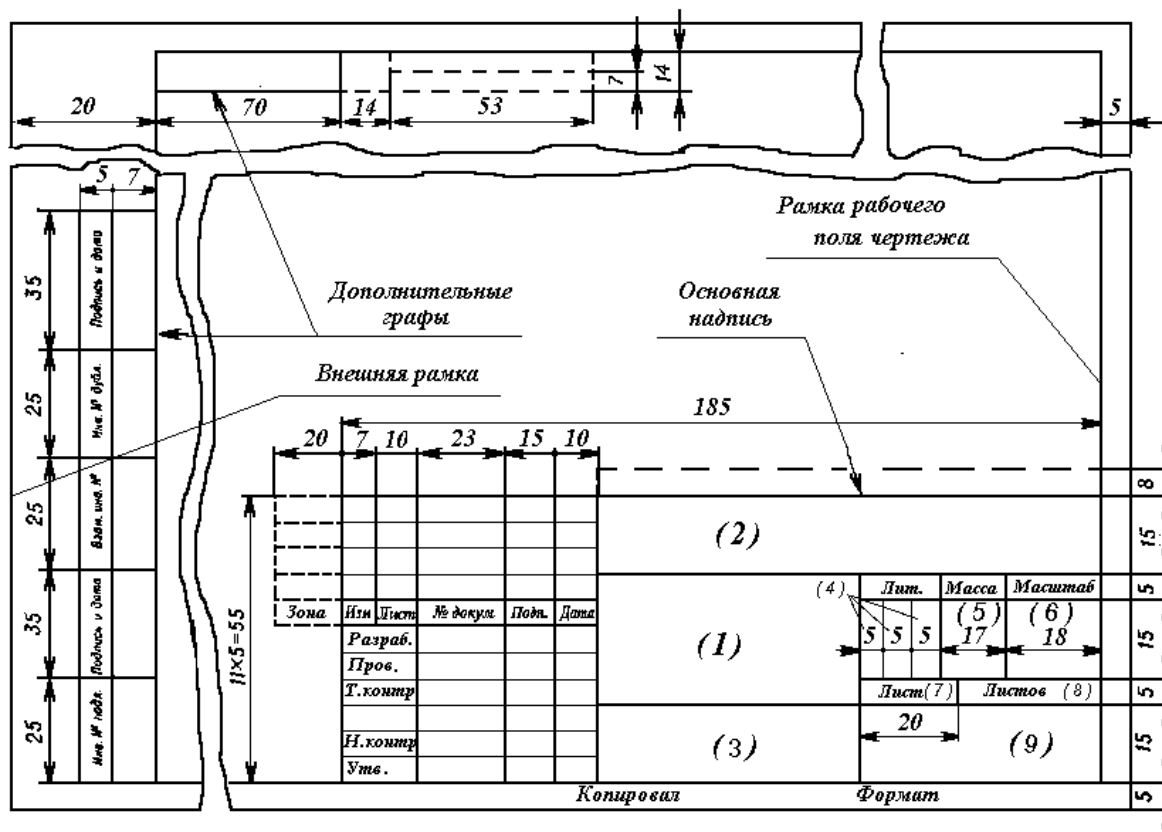


Рисунок Ж.1 — Основная надпись и дополнительные графы чертежей (схем)

На форме показаны в скобках номера только тех граф, которые заполняются в графической части курсового проекта:

- в графе 1 — наименование изделия (в соответствии с требованиями ГОСТ 2.109-73), а также наименование документа, если этому документу присвоен код;
- в графе 2 — обозначение документа;
- в графе 3 — обозначение материала детали (графу заполняют только на чертежах деталей);

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

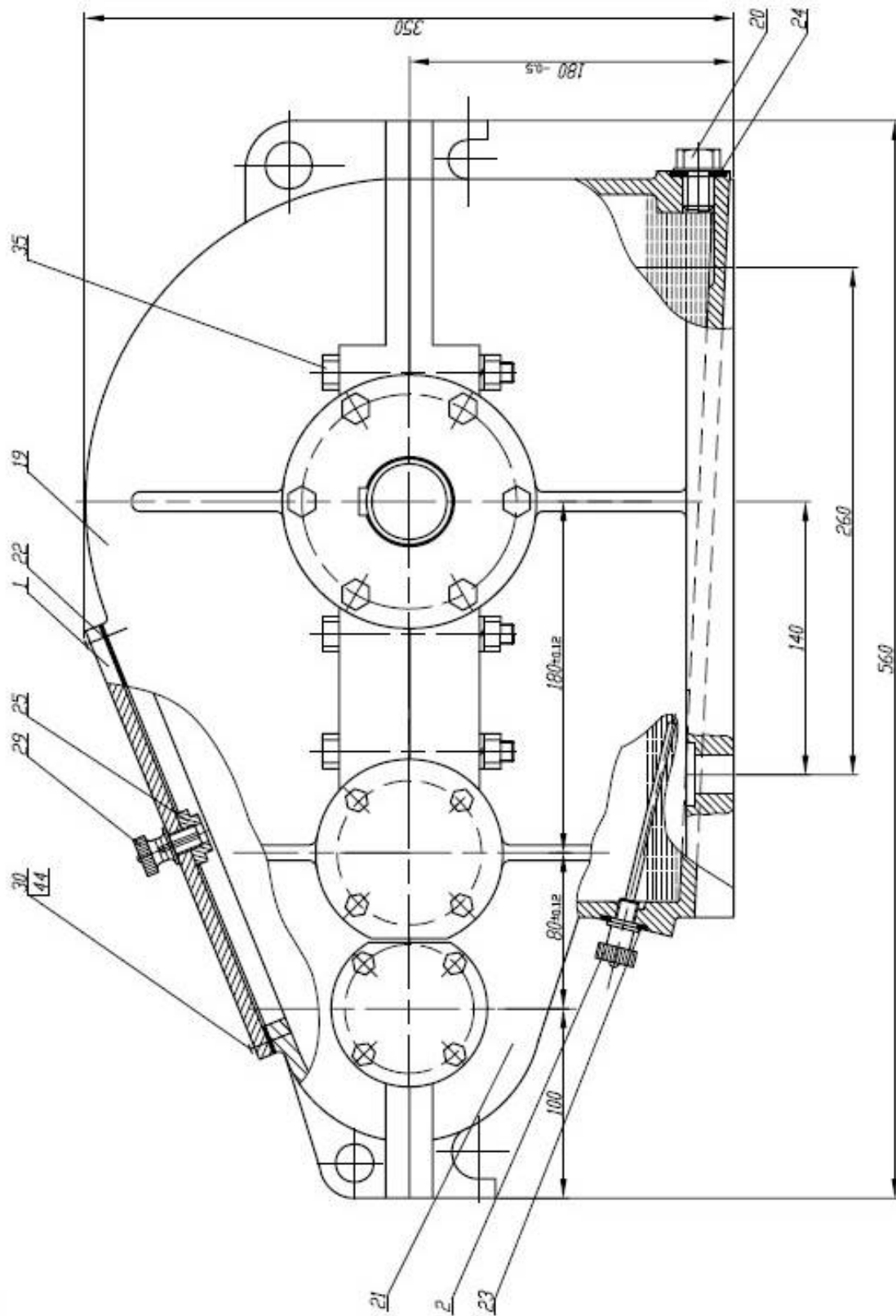


Рисунок К.2 — Укрупненный вид редуктора спереди на рисунке К.1

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

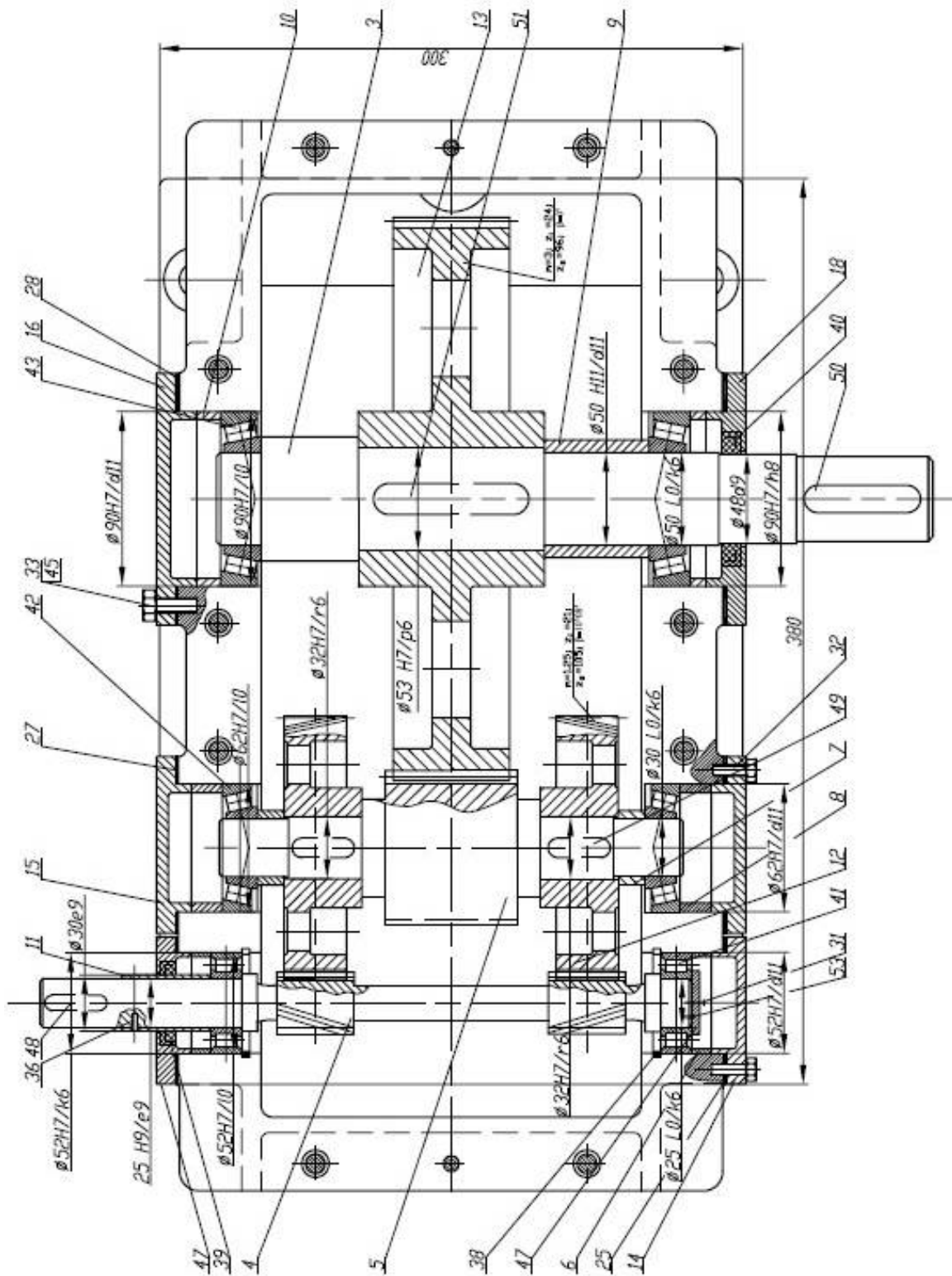


Рисунок К.3 — Укрупненный вид редуктора в разрезе на рисунке К.1

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

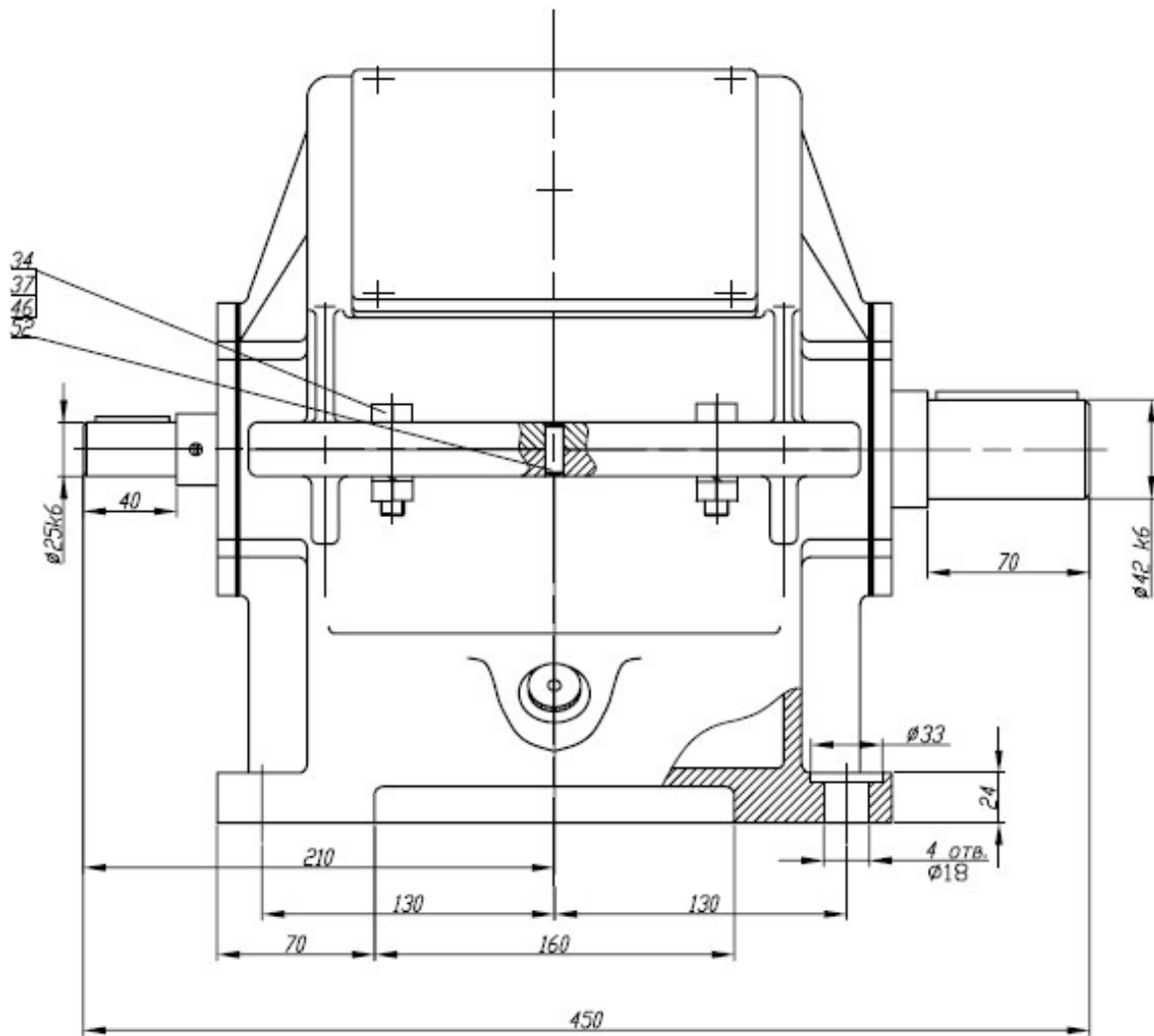


Рисунок К.4 — Укрупненный вид редуктора сбоку на рисунке К.1

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

Техническая характеристика

1. Передаточное число:
быстроходная ступень $U=5,0$
тихоходная ступень $U=4,0$
2. Частота вращения выходного вала $n_{\text{вых}}=47,5 \text{ мин}^{-1}$
3. Вращающий момент на тихоходном валу: $T_{\text{вых}}=360 \text{ Нм}$

Технические требования

1. Плоскость разъема покрыть герметиком при окончательной сборке
2. * Размер для справок
3. Редуктор покрыть серой нитрозмалью
4. В корпус редуктора залить масло И-38А ГОСТ174797-81 объемом $V=2,87 \text{ л}$.
5. Течь масла по плоскости разъема, а так же по контуру крышек не допускается
6. Редуктор обкатать без нагрузки в течение двух часов.

						<i>PC2-260 10000 CB</i>		

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

К.1 ПРИМЕР СПЕЦИФИКАЦИИ РЕДУКТОРА

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол-во	Прим.
				<u>Документация</u>		
			РЦ2-260-10000СБ	Сборочный чертеж		
			РЦ2-260-20000СБ	Записка пояснительная		
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1	РЦ2-260-11000СБ	Крышка отдушины	1	
		2	РЦ2-260-12000СБ	Маслоуказатель жезловый	1	
				<u>Детали</u>		
		3	РЦ2-260-10001	Вал тихоходный	1	
		4	РЦ2-260-10002	Вал-шестерня быстроходный	1	
		5	РЦ2-260-10003	Вал-шестерня промежуточный	1	
		6	РЦ2-260-10004	Втулка распорная	2	
		7	РЦ2-260-10005	Втулка распорная	2	
		8	РЦ2-260-10006	Втулка распорная	2	
		9	РЦ2-260-10007	Втулка распорная	1	
		10	РЦ2-260-10008	Втулка распорная	2	
		11	РЦ2-260-10009	Втулка распорная	1	
		12	РЦ2-260-10010	Колесо цилиндрическое	1	
		13	РЦ2-260-10011	Колесо цилиндрическое	2	
		14	РЦ2-260-10012	Крышка подшипника глухая	1	
		15	РЦ2-260-10013	Крышка подшипника глухая	1	
				<i>РЦ2-280-20003П</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		
Разраб.					<i>Лист</i>	<i>Лист</i>
Проб.					4	1
						3
Н. контр.					ДонГТУ	
Утв.					ММК-16	
					Редуктор двухступенчатый цилиндрический	

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол-во.	Прим.
		37		Гайка ГОСТ 5925-70		
				M10-6H.5	10	
		38		Кольцо А52 ГОСТ 13943-80	2	
				Манжета ГОСТ 8752-79		
		39		11-30Ч45-1		
				11-48Ч70-1	1	
		40		Подшипник ГОСТ 8328-75		
				2205	2	
		41		Подшипники ГОСТ 333-71		
		42		7206	2	
		43		7210 Н	2	
				Шайбы ГОСТ 6402-70		
		44		6.65Г.029	20	
		45		8.65Г.029	12	
		46		10.65Г.029	10	
				Шайба концевая ГОСТ 14734-69		
		47		7019-0623	1	
				Шпонка ГОСТ 23360-78		
		48		8x7x32	1	
		49		10x8x32	2	
		50		14x9x56	1	
		51		14x9x70	1	
				Штифт ГОСТ 3128-70		
		52		8h8x25	2	
		53		4u8x12	1	
						Лист
						3
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

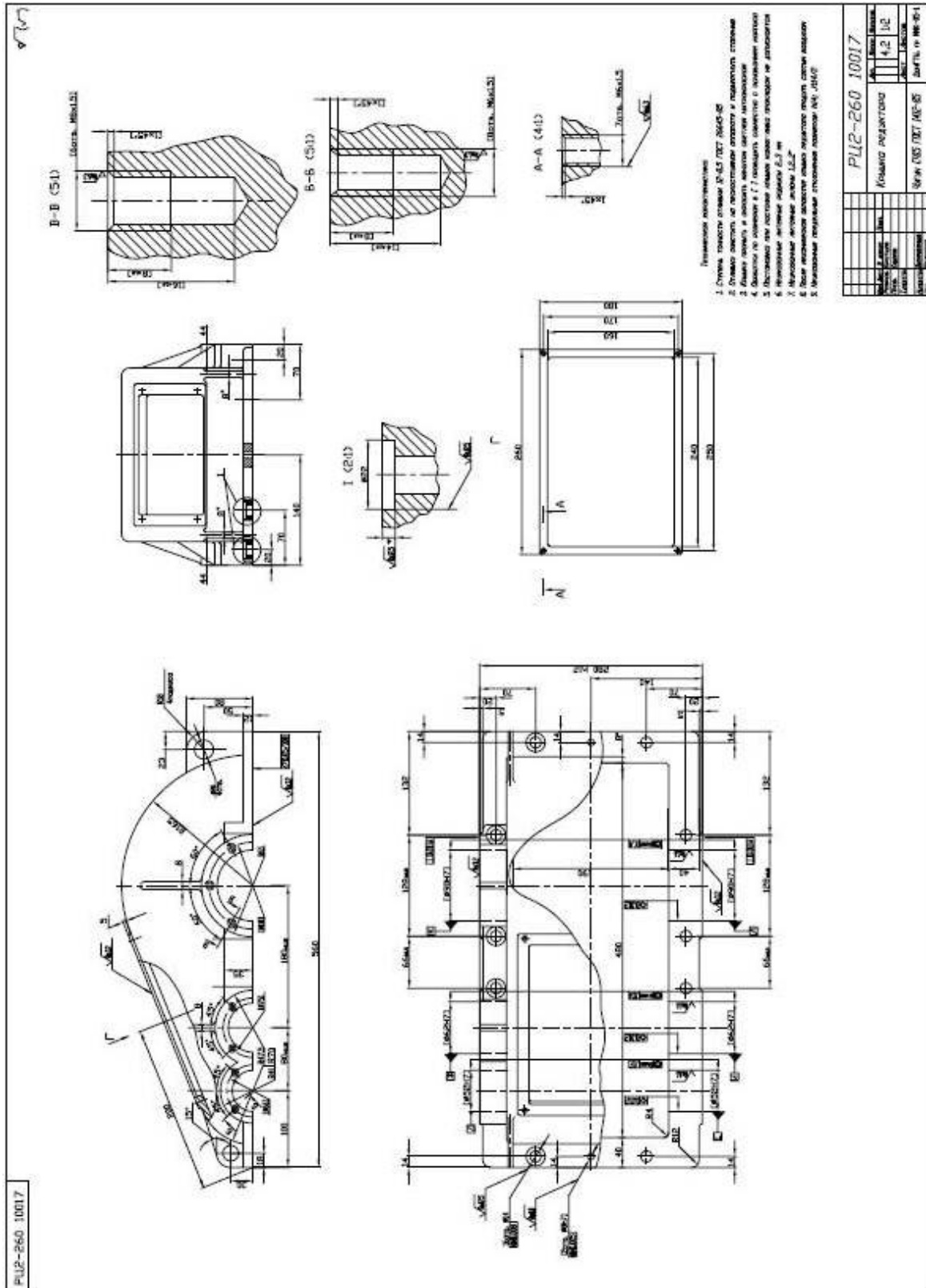


Рисунок К.6 — Крышка редуктора (Лист 2)

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

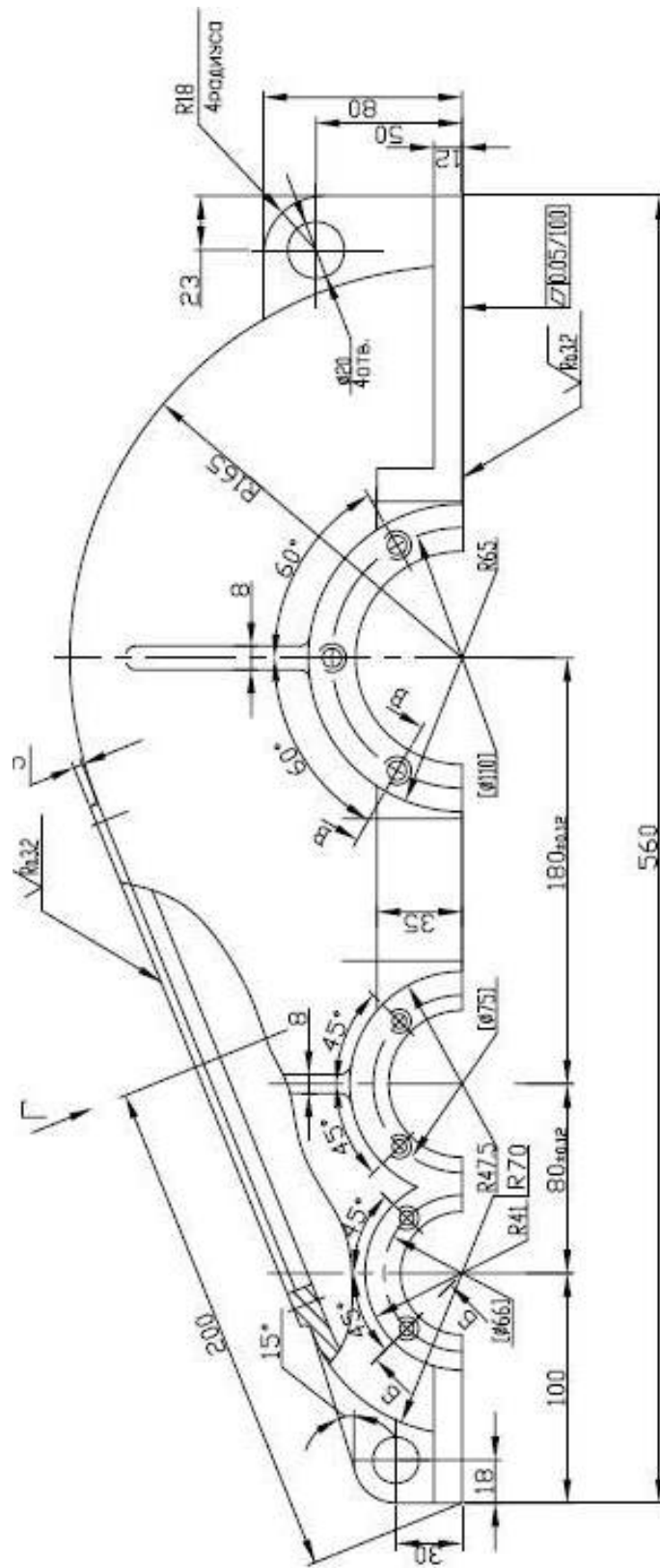


Рисунок К.7 — Укрупненный вид спереди на крышку редуктора на рисунке К.6

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

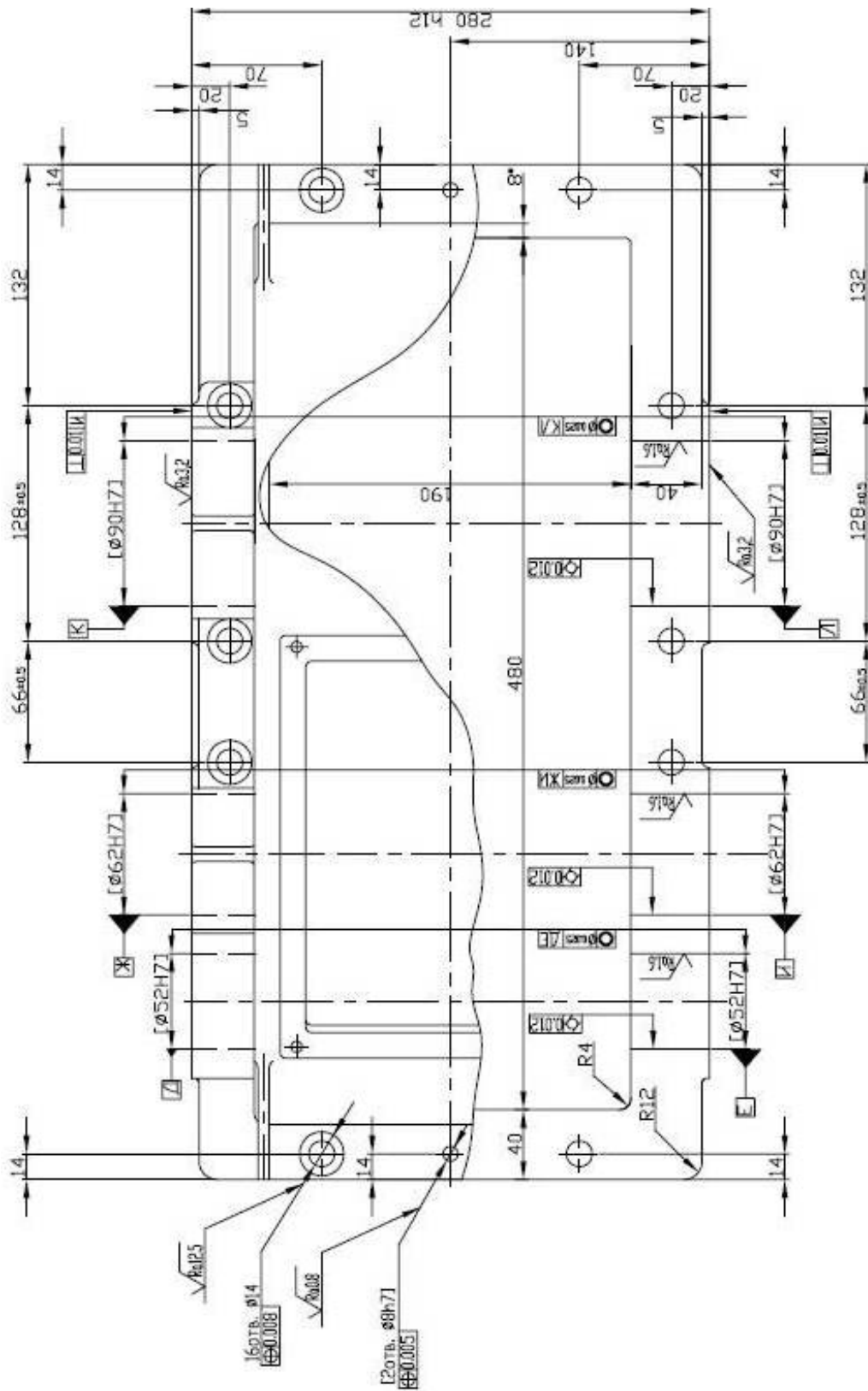


Рисунок К.8 — Укрупненный вид на крышку редуктора в разрезе на рисунке К.6

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

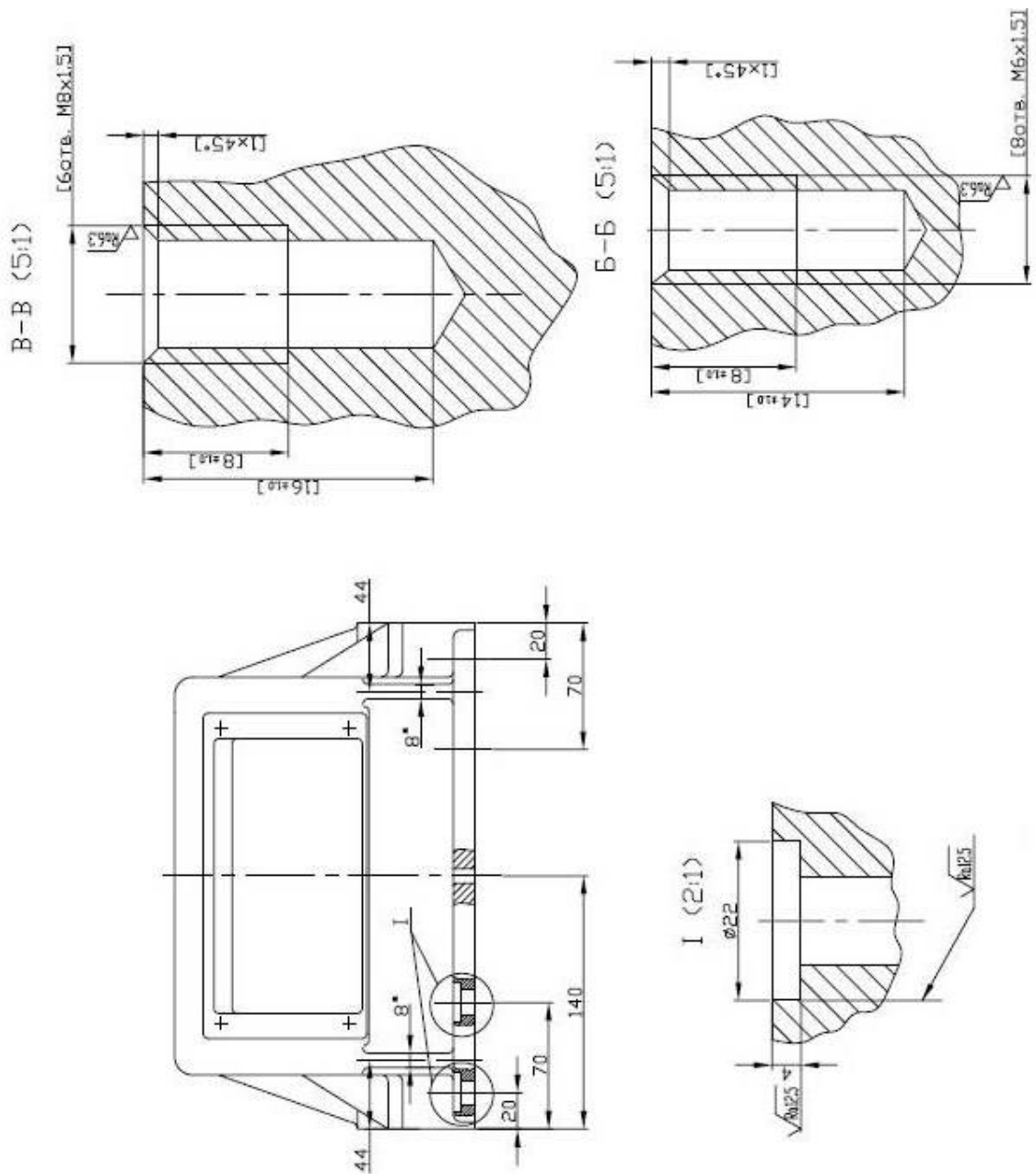


Рисунок К.9 — Укрупненный вид сбоку на крышку редуктора на рисунке К.6

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

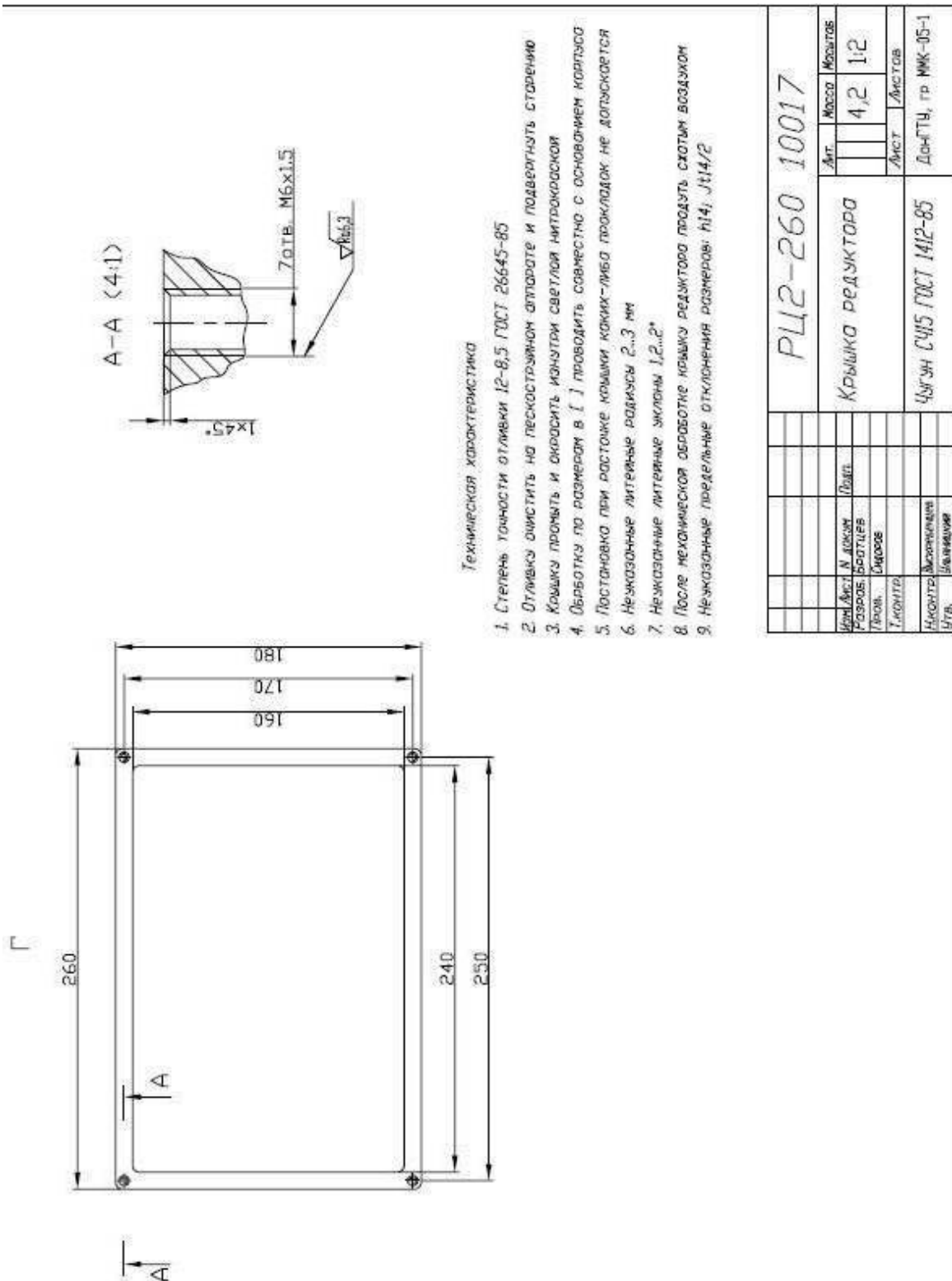


Рисунок К.10 — Укрупненный вид смотрового окна крышки редуктора с техническими требованиями на рисунке К.6

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

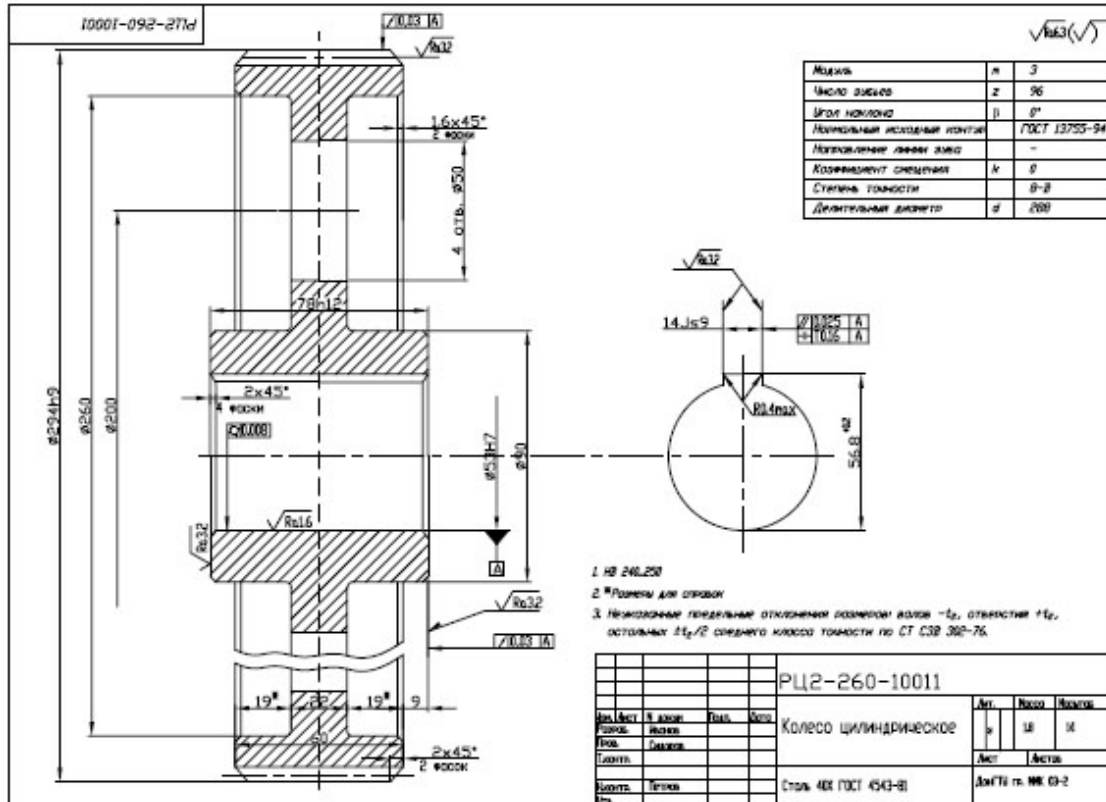
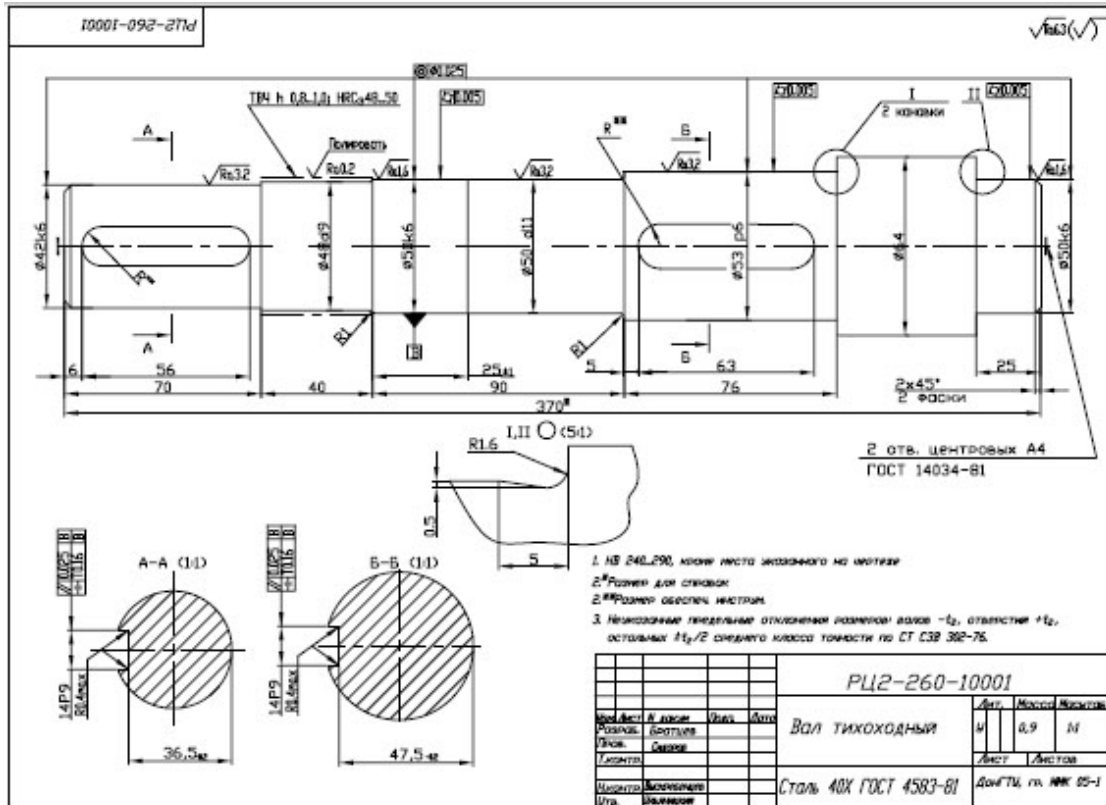


Рисунок К.11 — Детализовка вала и зубчатого колеса редуктора (Лист 3)

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

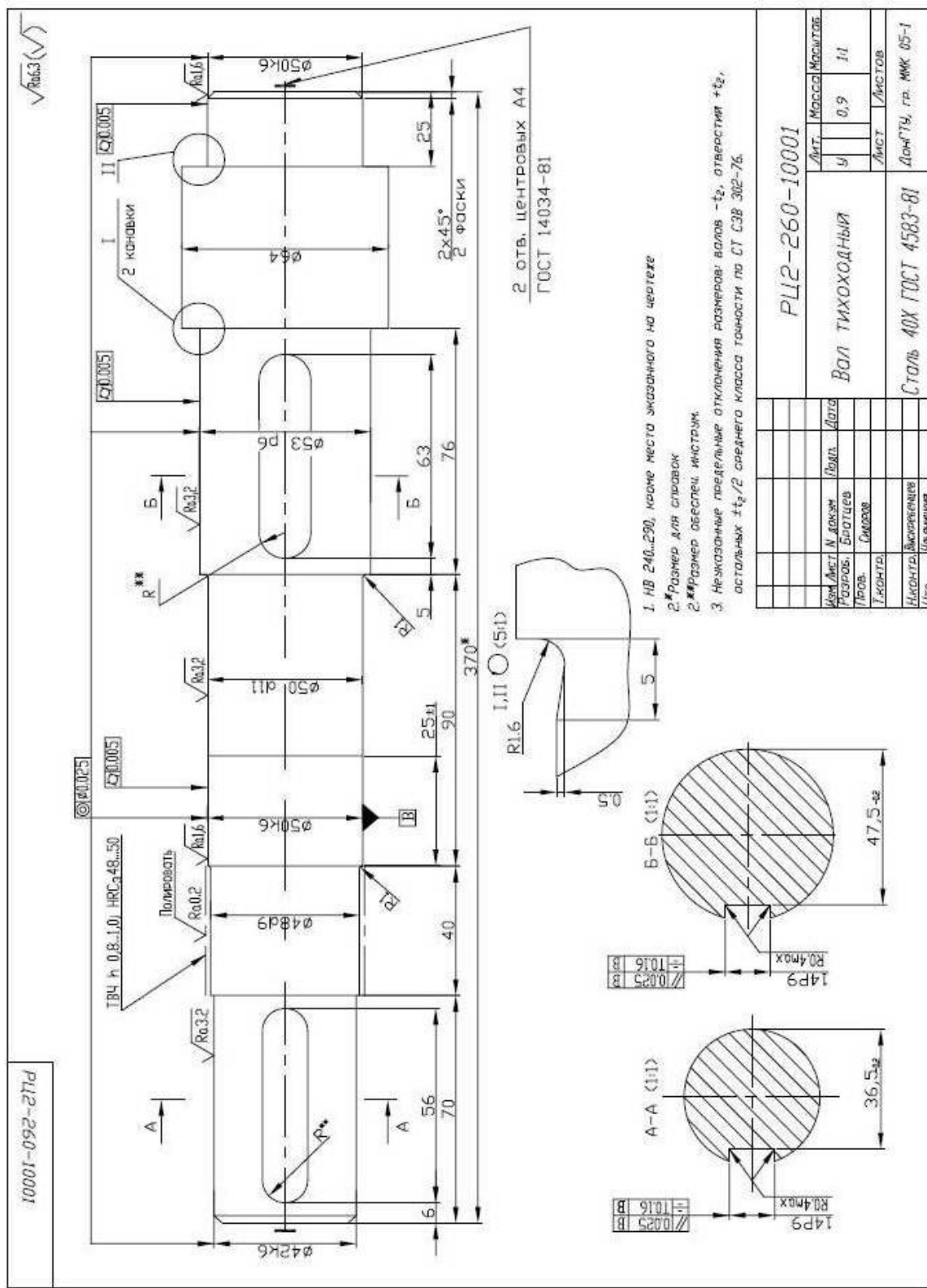


Рисунок К.12 — Укрупненный вид детализовки вала редуктора на рисунке К.6

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ К

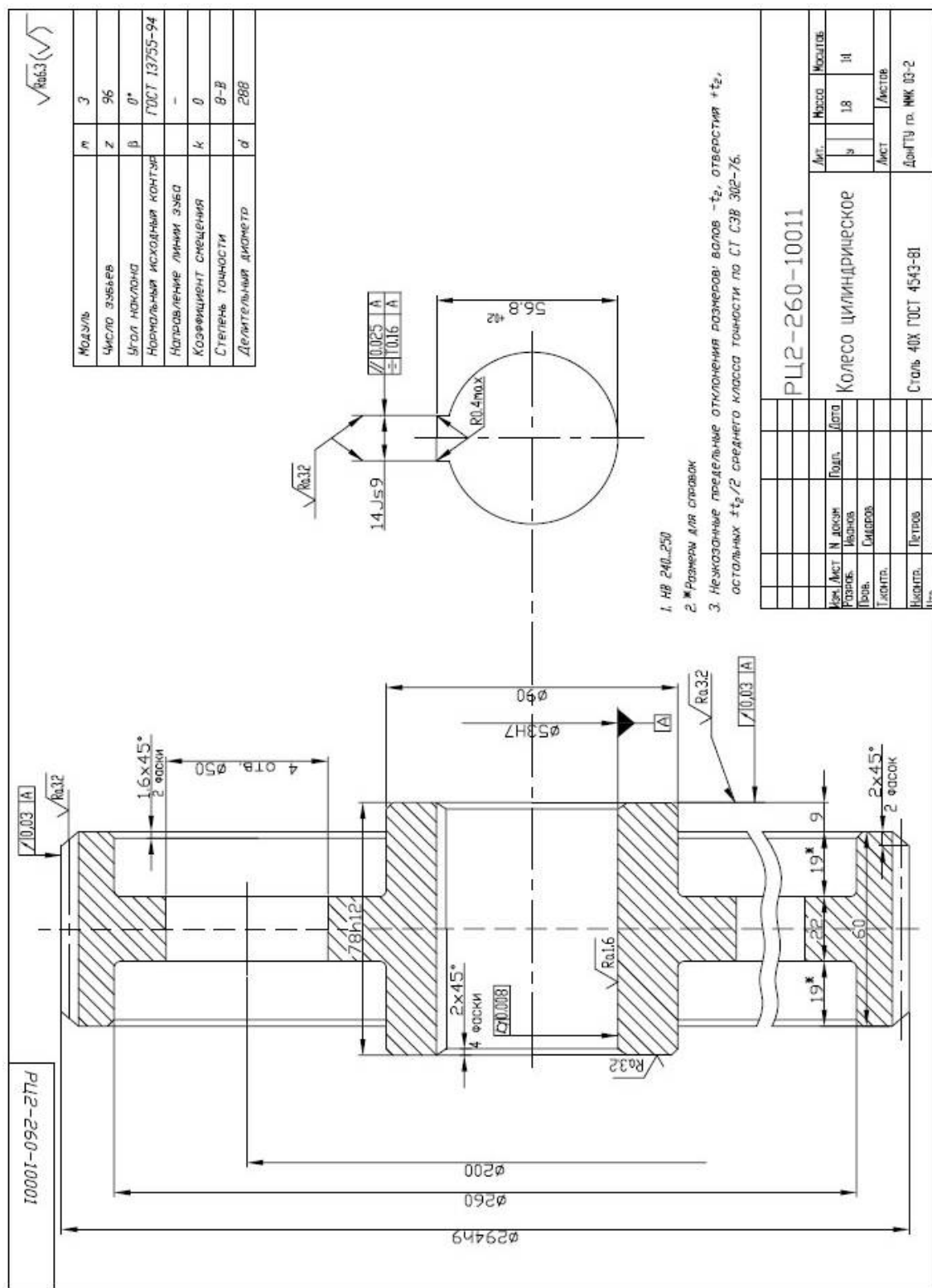


Рисунок К.13 — Укрупненный вид деталировки зубчатого редуктора на рисунке К.6

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Эдуард Петрович Левченко
Оксана Александровна Левченко
Дмитрий Александрович Вишневецкий

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА**

Учебное пособие
к выполнению курсового проекта по деталям машин и основам
конструирования

В авторской редакции

Компьютерная вёрстка
Художественное оформление обложки

Л. М. Исмаилова
Н. В. Чернышова

Заказ № 174
Формат 60x84 ¹/₁₆ Бумага офс. Печать RISO.
Усл. печат. л. 6.35. Уч.-изд. л. 5.35.
Издательство не несет ответственности за содержание
материала, предоставленного автором к печати.
Издатель и изготовитель:
Донбасский государственный технический университет
пр. Ленина, 16, г. Алчевск, ЛНР, 94204
(ИЗДАТЕЛЬСКО-ПОЛИГРАФИЧЕСКИЙ ЦЕНТР, ауд. 2113, т/факс 2-58-59)
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя и распространителя
средства массовой информации МИ-СГР ИД 000055 от 05.02.2016.