

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования**

АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

**КОМПОНОВОЧНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ
РЕДУКТОРОВ С ВНЕШНИМ ПРЯМОЗУБЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ
ЗАЦЕПЛЕНИЕМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММЫ «КОМПАС»**

Учебно-методическое пособие

Благовещенск 2021

УДК 621.1

ББК 34.445

Рекомендовано

учебно-методическим советом факультета дизайна и технологий

Рецензент:

доктор техн. наук, профессор кафедры машиноведения института информационных технологий и автоматизации Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна

Н.В. Рокотов

Компоновочное проектирование одноступенчатых редукторов с внешним прямым зубым цилиндрическим зацеплением с использованием программы "Компас"

учебно-методическое пособие / И. Н. Кузьмин, С. М. Доценко, Т. А. Луганцева, Л.А. Ковалева, – Благовещенск: Изд-во АмГУ, 2021. – 73 с.

Пособие включает в себя: требования к знаниям, умениям и навыкам, которые должен приобрести студент в результате изучения темы, теоретические сведения, которые могут помочь студенту более свободно ориентироваться в рассматриваемом материале.

Работа знакомит с методом компоновочного проектирования одноступенчатых редукторов с программы «Компас».

Полученные навыки помогут студентам самостоятельно проектировать редукторы с использованием программы «Компас».

Пособие предназначено для студентов всех специальностей и форм обучения университета, изучающих курс дисциплины детали машин.

© Кузьмин И.Н., Доценко С.М., Луганцева Т.А., Ковалева Л.А., авторы

© Амурский государственный университет, 2021

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	6
1 Первый этап расчета одноступенчатого редуктора с внешним прямозубым цилиндрическим зацеплением	7
1.1 Исходные данные и расчетная схема одноступенчатого редуктора с прямозубым зацеплением	7
1.2 Кинематический расчет редуктора	8
1.2.1 Выбор электродвигателя	8
1.2.2 Определение передаточного отношения редуктора	9
1.2.3 Определение мощностей и вращающих моментов на валах редуктора	10
1.3 Расчет параметров зубчатого зацепления редуктора	10
1.3.1 Выбор материала и термической обработки	10
1.3.2 Расчет допускаемых контактных напряжений	11
1.3.3 Расчет допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость	13
1.3.4 Расчет параметров зубчатой передачи	14
1.3.4.1 Расчет межосевого расстояния	14
1.3.4.2 Расчет предварительных размеров зубчатых колёс	15
1.3.4.3 Определение модуля зубчатой передачи	15
1.3.4.4 Суммарное число зубьев	16
1.3.4.5 Определение числа зубьев шестерни и колеса	16
1.3.4.6 Определение фактического передаточного числа	16
1.3.4.7 Определение диаметров делительных окружностей зубчатых колес	17
1.3.5 Силы в зацеплении	17
1.3.6 Проверка зубьев колес на контактную прочность	18
1.3.7 Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба	19

1.4 Проектный расчет валов	20
1.4.1 Ведущий (быстроходный) вал редуктора	20
1.4.2 Ведомый (тихоходный) вал редуктора	21
1.4.3 Характеристики предварительно выбранных подшипников	22
1.5 Выбор торцевых крышек	23
1.5.1 Выбор торцевых крышек с отверстиями для манжетного уплотнения	23
1.5.2 Выбор торцевых глухих крышек	23
2 Первый этап эскизной компоновки редуктора	24
2.1 Выбор конструктивных размеров редуктора	24
2.2 Выбор размеров ступицы зубчатого колеса ведомого вала	26
2.3 Компоновка редуктора с использованием программы «Компас»	27
2.3.1 Подготовка рабочего места в программе «Компас»	27
2.3.2 Вычерчивание эскиза зубчатого зацепления	29
2.3.3 Вычерчивание предварительного варианта эскиза редуктор	29
2.4 Выбор смазки	32
3 Второй этап расчета одноступенчатого редуктора с внешним прямозубым цилиндрическим зацеплением	35
3.1 Расчет ведомого вала на прочность	35
3.1.1 Выбор расчетной схемы вала	35
3.1.2 Определение реакций в опорах и изгибающих моментов ведомого вала, построение эпюр изгибающих моментов	36
3.1.3 Суммарная эпюра изгибающих моментов	39
3.1.4 Определяем радиальные реакции опор вала	40
3.2 Проверка подшипников качения	40
3.3 Уточненный расчет валов	42
3.3.1 Расчет вала на статическую прочность (проверочный расчет)	42
3.3.2 Расчет вала на сопротивление усталости	45
4 Второй этап эскизной компоновки редуктора	49

4.1 Конструирование корпуса и деталей редуктора	49
4.1.1 Выбор размеров основных элементов корпуса редуктора	50
4.1.2 Выбор размеров основных элементов крышки редуктора	52
4.1.3 Конструирование зубчатых колес	52
4.1.4 Установка крышек подшипниковых узлов	53
4.1.5 Конструирование валов	56
4.1.6 Расчет шпоночных соединений	58
4.1.7 Выполнение сечений валов в местах установки шпонок	60
4.2 Определение допусков и посадок основных деталей редуктора	62
4.3 Выбор муфты	63
4.4 Оформление чертежа	64
4.4.1 Заполнение технических требований	64
4.4.2 Заполнение спецификации	65
Библиографический список	66
Приложение 1 Сборочный чертеж редуктора	67
Приложение 2 Спецификация	69

ВВЕДЕНИЕ

В условиях современного развития промышленности работа конструктора не мыслима без использования средств автоматизации его деятельности. В общем случае комплекс всех средств автоматизации конструкторской деятельности называется системой автоматизированного проектирования и конструирования (САПР). Существуют следующие обеспечения САПР: организационное, методическое, техническое, программное, математическое, информационное и лингвистическое. Программное обеспечение (ПО) делится на общесистемное и специальное программное. Специальное программное обеспечение (СПО) реализует математическое обеспечение САПР для выполнения различных проектных процедур. СПО часто представляется в виде пакетов прикладных программ (ППП). Состав СПО САПР разнообразен, выбор его зависит от конкретных задач, поставленных перед разработчиками новых изделий.

Программа «Компас», являющаяся ярким представителем СПО САПР, предназначена в основном для геометрических построений и создания чертежей в соответствии с Единой системой конструкторской документации (ЕСКД). Программа содержит библиотеку стандартных изделий, что позволяет значительно ускорить построение чертежей типовых изделий, которыми, в частности, являются редукторы.

Цель данного учебно-методического пособия – на примере конкретного расчета одноступенчатого редуктора с внешним прямозубым цилиндрическим зацеплением показать основные этапы компоновки редуктора и геометрического построения в среде программы «Компас».

Настоящее пособие не является руководством по работе в программе «Компас». Для более глубокого ознакомления с указанной программой рекомендуется обратиться к специально предназначенной для этого литературе.

1 ПЕРВЫЙ ЭТАП РАСЧЕТА ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА С ВНЕШНИМ ПРЯМОЗУБЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

1.1 Исходные данные и расчетная схема одноступенчатого редуктора с прямозубым зацеплением

В качестве примера расчета параметров редуктора примем следующие исходные данные: крутящий момент на ведомом валу - $T_e = 148 \text{ Н} \cdot \text{м}$; угловая скорость ведомого вала - $\omega_e = 60 \text{ с}^{-1}$. Редуктор неререверсивный, предназначен для длительной эксплуатации (5 лет), рабочая нагрузка постоянная, валы установлены на подшипниках качения.

Редуктор входит в состав привода машины и предназначен для понижения угловой скорости и повышения вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим валом.

На рисунке 1 представлена расчетная схема машинного агрегата, в состав которого входит одноступенчатый цилиндрический редуктор с внешним прямозубым зацеплением. Расположение валов – горизонтальное.

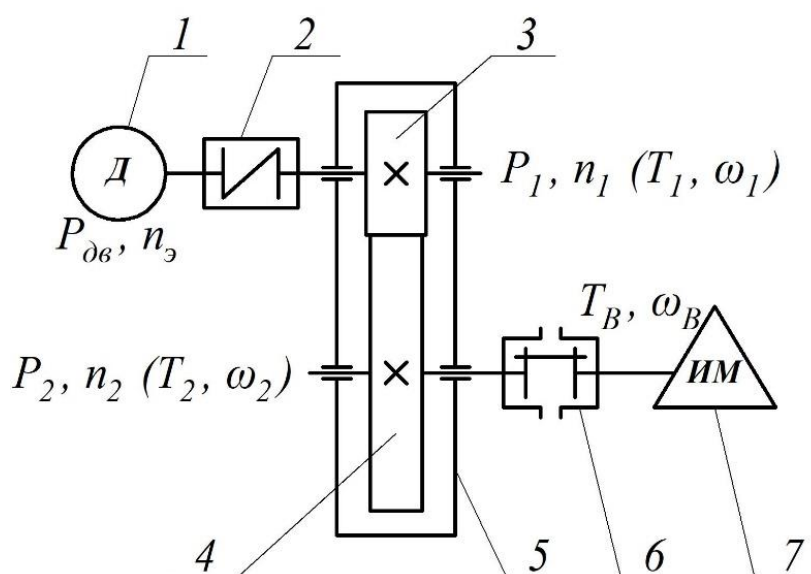


Рисунок 1 – Расчетная схема машинного агрегата

На рисунке 1 представлена расчетная схема машинного агрегата, где:
1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – шестерня; 4 - зубчатое колесо;
5 – корпус редуктора; 6 – муфта предохранительная с разрушаемым элементом;
7 – исполнительный механизм.

1.2 Кинематический расчет редуктора

1.2.1 Выбор электродвигателя

Мощность на ведомом валу:

$$P_6 = T_6 \cdot \omega_6 \text{ Вт}, \quad (1)$$

$$P_6 = 148 \cdot 60 = 8880 \text{ Вт}.$$

Число оборотов ведомого вала:

$$n_6 = 30 \cdot \omega_6 / \pi \text{ мин}^{-1}. \quad (2)$$

$$n_6 = 30 \cdot 60 / \pi = 572,958 \text{ мин}^{-1}.$$

Требуемая мощность электродвигателя определяется по формуле:

$$P_{mp} = P_6 / \eta, \text{ кВт}, \quad (3)$$

где η - общий КПД привода.

Общий КПД привода находим по формуле:

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2^n \times \eta_3 \times \eta_4, \quad (4)$$

где η_1 - КПД муфты № 1;

η_2 - КПД пар подшипников;

η_3 - КПД закрытой зубчатой передачи с цилиндрическими колесами;

η_4 - КПД муфты № 2;

n - количество пар подшипников.

Принимаем следующие значения коэффициентов полезного действия (таблица 1.1 [2]):

$$\eta_1 = 0,96; \eta_2 = 0,99; \eta_3 = 0,98; \eta_4 = 0,97; n = 2.$$

Общий КПД привода:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0,96 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 0,894.$$

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{mp} = 8880 / 0,894 = 9928,27 \text{ Вт} = 9,93 \text{ кВт}.$$

Двигатель выбирается исходя из условия:

$$P_{ДВ} \geq P_{тр}.$$

Для обеспечения требуемой мощности подходят следующие электродвигатели (таблица 4П, [1]): АО2-51-2, $P_{ДВ} = 10$ кВт, $n_э = 2920$ об/мин; АО2-52-4, $P_{ДВ} = 10$ кВт, $n_э = 1460$ об/мин; АО2-61-6, $P_{ДВ} = 10$ кВт, $n_э = 970$ об/мин.

1.2.2 Определение передаточного отношения редуктора

Вычислим передаточные отношения редуктора для каждого из выбранных электродвигателей по формуле:

$$u = n_э / n_в, \quad (5)$$

где $n_э$ – число оборотов ротора электродвигателя;

$n_в$ – число оборотов ведомого вала.

Определим передаточные отношения для выбранных электродвигателей:

$$u_1 = 2920 / 572,958 = 5,096;$$

$$u_2 = 1460 / 572,958 = 2,548;$$

$$u_3 = 970 / 572,958 = 1,693.$$

В соответствии с требованиями ГОСТ 2185 - 66 для цилиндрических зубчатых передач допускаемые передаточные отношения принимают следующие значения: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12,5. Для каждого вычисленного передаточного отношения выбирается наиболее близкие гостовские значения u_m :

$$u_{m1} = 5; u_{m2} = 2,5; u_{m3} = 1,6.$$

Ошибку рассчитаем по формуле:

$$\delta_i = | u_{mi} - u_i | / u_i \cdot 100\%. \quad (6)$$

Ошибка выбранных передаточных отношений:

$$\delta_1 = | 5,096 - 5 | / 5 \cdot 100\% = 1,92\%;$$

$$\delta_2 = | 2,548 - 2,5 | / 2,5 \cdot 100\% = 1,92\%;$$

$$\delta_3 = | 1,693 - 1,6 | / 1,6 \cdot 100\% = 5,813\%.$$

Все вычисленные значения сведем в таблицу 1.

Таблица 1 – Результаты расчетов

Двигатель	Передаточное отношение, u_i	Передаточное отношение, u_m	Ошибка, δ
<i>AO2-51-2</i>	<i>5,096</i>	<i>5</i>	<i>1,92%</i>
<i>AO2-52-4</i>	<i>2,548</i>	<i>2,5</i>	<i>1,92%</i>
<i>AO2-61-6</i>	<i>1,693</i>	<i>1,6</i>	<i>5,813%</i>

Исходя из условий обеспечения наименьшей ошибки и конструктивных требований к редуктору выбирается двигатель *AO2-52-4* с параметрами:
 $P_{дв} = 10 \text{ кВт}$, $n_3 = 1460 \text{ об/мин}$.

Передаточное отношение редуктора принимаем равным $u = u_{m2} = 2,5$.

1.2.3 Определение мощностей и вращающих моментов на валах редуктора

Мощность на ведущем валу:

$$P_1 = P_{дв} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2. \quad (7)$$

$$P_1 = 10 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 9,504 \text{ кВт}.$$

Мощность на ведомом валу:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3. \quad (8)$$

$$P_2 = 9,504 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 9,221 \text{ кВт}.$$

Момент на ведущем валу:

$$T_1 = 9550 \cdot P_1 / n_1. \quad (9)$$

$$T_1 = 9550 \cdot 9,504 / 1460 = 62,167 \text{ Н·м}.$$

Момент на ведомом валу:

$$T_2 = 9550 \cdot P_2 / n_2. \quad (10)$$

$$T_2 = 9550 \cdot 9,221 / 584 = 150,785 \text{ Н·м}.$$

1.3 Расчет параметров зубчатого зацепления редуктора

1.3.1 Выбор материала и термической обработки

Учитывая, что требования к габаритам редуктора отсутствуют, выбираем материал со средними механическими характеристиками:

для шестерни: сталь 45; термообработка – улучшение; твердость - HB 230 < HB 350;

для колеса: сталь 45; термообработка – улучшение; твердость - HB 200.

1.3.2 Расчет допускаемых контактных напряжений

Определяем допускаемые контактные напряжения зубьев для колеса $[\sigma_{H2}]$ и шестерни $[\sigma_{H1}]$.

Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость определяются по формуле:

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlimb} \times K_{HL} / S_H, \quad (11)$$

где σ_{Hlimb} – базовый предел контактной выносливости зубьев при заданной поверхностной обработке поверхности зубьев, $HB < 350$;

K_{HL} – коэффициент долговечности ($1 \leq K_{HL} \leq 2,6$);

S_H – коэффициент безопасности (принимает значение $S_H = 1,15$).

Базовый предел контактной выносливости зубьев вычисляем по следующей формуле:

$$\sigma_{Hlimb} = 2 \times HB + 70. \quad (12)$$

Для шестерни:

$$\sigma_{Hlimb1} = 2 \times 230 + 70 = 530 \text{ МПа}.$$

Для зубчатого колеса:

$$\sigma_{Hlimb2} = 2 \times 200 + 70 = 470 \text{ МПа}.$$

Коэффициент долговечности K_{HL} определяется по следующей формуле:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}, \quad (13)$$

где N_{H0} – базовое число перемены напряжений (циклов), зависящее от твердости поверхности зуба;

N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения зуба за расчетный срок службы.

В соответствие с ГОСТ 21354-87 выбираем значения базового числа перемены напряжений (циклов) N_{H0} :

для шестерни

$$N_{H01} = 25 \text{ млн. циклов};$$

для колеса

$$N_{H02} = 10 \text{ млн. циклов.}$$

Эквивалентное число циклов нагружения зуба за расчетный срок службы при N_{HE} постоянной нагрузке:

$$N_{HE} = 573 \cdot \omega \cdot c \cdot l_H, \quad (14)$$

где ω – частота вращения колеса (шестерни);

c – число зацеплений зуба за один оборот ($c_1 = 2,5$; $c_2 = 1$);

l_H - число часов работы за расчетный срок службы ($l_H = 15000 \text{ ч.}$).

Эквивалентное число циклов нагружения зуба шестерни:

$$\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30 = 3,14 \cdot 1460 / 30 = 152,891 \text{ с}^{-1}$$

$$N_{HE1} = 573 \cdot \omega_1 \cdot c_1 \cdot l_H = 573 \cdot 152,891 \cdot 2,5 \cdot 15000 = 6570483843,270$$

Эквивалентное число циклов нагружения зуба зубчатого колеса:

$$\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 30 = 3,14 \cdot 584 / 30 = 61,156 \text{ с}^{-1}$$

$$N_{HE2} = 573 \cdot \omega_2 \cdot c_2 \cdot l_H = 573 \cdot 61,156 \cdot 1 \cdot 15000 = 525635820$$

В связи с тем, что $N_{HE1} > N_{H01}$ и $N_{HE2} > N_{H02}$, принимаем $K_{HL} = K_{HL1} = K_{HL2} = 1$.

Значения допускаемы контактных напряжений:

для шестерни

$$[\sigma_{H1}] = 530 \cdot 1 / 1,15 = 460,87 \text{ МПа};$$

для зубчатого колеса

$$[\sigma_{H2}] = 470 \cdot 1 / 1,15 = 408,7 \text{ МПа.}$$

Для дальнейших расчетов выбираем наименьшее значение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H] = 408,7 \text{ МПа}$.

1.3.3 Расчет допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

Определяем допускаемые напряжений при изгибе для колеса $[\sigma_{F2}]$ и шестерни $[\sigma_{F1}]$.

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость определяются по формуле:

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flimb} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} / S_F, \quad (15)$$

где σ_{Flimb} - базовый предел выносливости зубьев на изгиб;

K_{FL} - коэффициент долговечности;

K_{FC} - коэффициент, учитывающий реверсивность (при нереверсивной нагрузке $K_{FC1} = K_{FC2} = K_{FC} = 1$);

S_F - коэффициент безопасности (при объемной обработке колеса и шестерни $S_{F1} = S_{F2} = S_F = 1,8$).

Значение коэффициента долговечности K_{FL} определяем по формуле:

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \quad (16)$$

где N_{F0} - базовое число циклов перемены напряжений;

N_{FE} - эквивалентное число циклов нагружения зуба за расчетный срок службы;

m - показатель степени ($m=6$ при твёрдости рабочих поверхностей $\leq HB350$; $m=9$ - при твёрдости рабочих поверхностей $> HB350$).

Базовое число циклов перемены напряжений для всех видов сталей принимаем равным

$$N_{F0} = 4 \text{ млн. циклов.}$$

Считаем нагружение равномерным, тогда $N_{FE} = N_{HE}$.

Видно, что эквивалентные числа циклов нагружения и колеса и шестерни превышают базовые. В этом случае считаем $K_{FL1} = K_{FL2} = K_{FL} = 1$.

Базовые пределы выносливости на изгиб

для шестерни

$$\sigma_{Flimb1} = 1,03 HB_1 = 236,9 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{Flimb2} = 1,03 HB_2 = 206 \text{ МПа.}$$

Вычисляем значения допускаемых напряжений на изгиб для шестерни

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{Flimb1} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC1} / S_{F1} = 236,9 \cdot 1,0 / 1,8 = 131,611 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{Flimb2} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC2} / S_{F2} = 206 \cdot 1,0 / 1,8 = 114,444 \text{ МПа.}$$

Выбираем меньшее значение

$$[\sigma_F] = 114,444 \text{ МПа.}$$

1.3.4 Расчет параметров зубчатой передачи

1.3.4.1 Расчет межосевого расстояния

Межосевое расстояние зубчатой передачи определим по формуле:

$$a_w \geq k_a \times (u + 1) \times \sqrt[3]{\frac{k_{H\beta} \times T_2}{\psi_{ba} \times u^2 \times [\sigma_H]^2}} \quad (17)$$

где k_a – безразмерный коэффициент для прямозубых зубчатых колёс, $k_a = 49,5$;

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса, принимаем в зависимости от положения колёс относительно опор (при симметричном положении $\psi_{ba} = 0,315$);

$k_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки.

Коэффициент концентрации нагрузки $k_{H\beta}$ имеет табличное значение и зависит коэффициента ширины ψ_{bd} , вычисляемого по формуле:

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba}(u+1). \quad (18)$$

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (2,5+1) = 0,551.$$

В соответствии с ГОСТ 21354 – 87 коэффициент концентрации нагрузки $k_{H\beta}$ ориентировочно выбираем равным:

$$k_{H\beta} = 1,07.$$

Тогда

$$a_w = 49,5 \times (2,5 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{1,07 \times 150,785 \times 10^3}{0,315 \times 2,5^2 \times 408,7^2}} = 136,644 \text{ мм.}$$

Полученное межосевое расстояние округляем до стандартного большего значения из первого ряда по ГОСТ 2185-66 (СТ СЭВ 229-75) «Передачи зубчатые цилиндрические»:

$$a_w = 160 \text{ мм.}$$

1.3.4.2 Расчет предварительных размеров зубчатых колёс

Ориентировочное значение делительного диаметра определяется по формуле:

$$d_2' = (2 \cdot a_w \cdot u) / (u + 1); \quad (19)$$

$$d_2' = (2 \cdot 160 \cdot 2,5) / (2,5 + 1) = 228,571 \text{ мм.}$$

Ширина колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad (20)$$

$$b_2 = 0,315 \cdot 160 = 50,4 \text{ мм.}$$

Ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5; \quad (21)$$

$$b_1 = 44,1 + 5 = 55,4 \text{ мм.}$$

В соответствии с ГОСТ 6636-69 принимаем следующие значения:

ширина колеса:

$$b_2 = 52 \text{ мм;}$$

ширина шестерни:

$$b_1 = 63 \text{ мм.}$$

1.3.4.3 Определение модуля зубчатой передачи

$$m \geq \frac{2 \times K_m \times T_2}{d_2' \times b_2 \times [\sigma_{F2}]}, \quad (22)$$

где K_m – коэффициент модуля для прямозубых передач, принимаем $K_m = 6,8$.

$$m \geq \frac{2 \times 6,8 \times 150,785 \times 10^3}{228,571 \times 52 \times 114,444} = 1,508 \text{ мм.}$$

Согласно ГОСТ 9563-60 принимаем из первого ряда (0,3; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2; 3; 4; 6; 8; 10; 12; ...) ближайшее большее значение модуля $m = 2 \text{ мм}$.

1.3.4.4 Суммарное число зубьев

Суммарное число зубьев определяем по формуле:

$$Z_S = (2 \cdot a_w)/m, \quad (23)$$

$$Z_S = (2 \cdot 160)/2 = 160.$$

Полученное значение Z_S не требует округления.

1.3.4.5 Определение числа зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни определяем по формуле:

$$Z_1 \geq Z_{1min} = \frac{Z_S}{(1+u)}; \quad (24)$$

$$Z_1 \geq \frac{160}{(1+2,5)} = 45,714.$$

Принимаем $Z_1 = 46$

Число зубьев колеса внешнего зацепления определяем по формуле:

$$Z_2 = Z_S - Z_1, \quad (25)$$

$$Z_2 = 160 - 46 = 114.$$

1.3.4.6 Определение фактического передаточного числа

Фактическое передаточное число определяем по формуле:

$$u_\phi = Z_2/Z_1, \quad (26)$$

$$u_\phi = 114/46 = 2,478.$$

Расхождение:

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \times 100\%. \quad (27)$$

$$\Delta u = \frac{|2,5 - 2,478|}{2,5} \times 100\% = 0,87\%.$$

Отклонение от заданного передаточного числа не превышает допустимые, равное 4%.

1.3.4.7 Определение диаметров делительных окружностей зубчатых колес

Диаметр делительный окружности шестерни

$$d_1 = (Z_1 \cdot m), \quad (28)$$

$$d_1 = (46 \cdot 2) = 92 \text{ мм.}$$

Диаметр делительный окружности колеса

$$d_2 = 2 \cdot a_w - d_1, \quad (29)$$

$$d_2 = 2 \cdot 160 - 92 = 228 \text{ мм.}$$

Определяем диаметры вершин и впадин зубьев.

Для шестерни:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m, \quad (30)$$

$$d_{a1} = 92 + 2 \cdot 2 = 96 \text{ мм;}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m, \quad (31)$$

$$d_{f1} = 92 - 2,5 \cdot 2 = 87 \text{ мм.}$$

Для колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m, \quad (32)$$

$$d_{a2} = 228 + 2 \cdot 2 = 232 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m, \quad (33)$$

$$d_{f2} = 228 - 2,5 \cdot 2 = 223 \text{ мм.}$$

1.3.5 Силы в зацеплении

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \times T_2}{d_2}, \quad (34)$$

$$F_t = \frac{2 \times 150,785 \times 10^3}{228} = 1322,676 \text{ Н}.$$

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (35)$$

где - α - стандартный угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$;

$$F_r = 1322,676 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 481,415 \text{ Н}.$$

Окружная скорость

$$V = (\pi \cdot n_{2\phi} \cdot d_2) / 60000, \quad (36)$$

$$n_{2\phi} = n_1 / u_\phi = 1460 / 2,478 = 589,123 \text{ об/мин};$$

$$V = (3,14159 \cdot 589,123 \cdot 228) / 60000 = 7,033 \text{ м/с}.$$

1.3.6 Проверка зубьев колес на контактную прочность

$$\sigma_H = 436 \times \sqrt{\frac{k_{H\alpha} \times k_{H\beta} \times k_{H\nu} \times F_t \times (u_\phi + 1)}{d_1 \times b_2 \times u_\phi}}, \quad (37)$$

где $k_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями, зависит от окружной скорости колеса и степени точности передачи, $k_{H\alpha} = 1,1$;

$k_{H\beta}$ – динамический коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки, $k_{H\beta} = 1,07$;

$k_{H\nu}$ – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колеса и степени точности передачи, $k_{H\nu} = 1,2$ при $\text{HB} \leq 350$;

$$\sigma_H = 436 \times \sqrt{\frac{1,1 \times 1,07 \times 1,1 \times 1322,676 \times (2,5 + 1)}{92 \times 52 \times 2,5}} = 322,778 \text{ МПа}.$$

Расчетное напряжение не превышает допускаемое $[\sigma_H] = 408,7 \text{ МПа}$:

$$\sigma_H = 322,778 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 408,7 \text{ МПа}.$$

1.3.7 Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Расчётное напряжение в зубьях колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} \times Y_{\beta} \times k_{F\alpha} \times k_{F\beta} \times k_{FV} \times F_t}{m \times b_2}, \quad (38)$$

расчетное напряжение в зубьях шестерни:

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \times Y_{F1}}{Y_{F2}}, \quad (39)$$

где $k_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, $k_{F\alpha} = 1$;

$k_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба, $k_{F\beta} = 1$;

k_{FV} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колеса и степени точности передачи, $k_{FV} = 1,2$;

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба, $Y_{\beta} = 1$;

Y_{F1} , Y_{F2} – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса, зависят от числа зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 для прямозубых колёс.

В соответствии с ГОСТ 21354-87 (с. 38) определяем значения коэффициентов Y_{F1} , Y_{F2} , учитывающих форму зуба и концентрацию напряжений:

$$Y_{F1} = 3,67, Y_{F2} = 3,6.$$

$$\sigma_{F2} = \frac{3,6 \times 1,0 \times 1,0 \times 1,0 \times 1,2 \times 1322,676}{2,0 \times 52} = 54,942 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{54,942 \times 3,67}{3,6} = 56,01 \text{ МПа}$$

Условие прочности:

$$\sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$$

$$\sigma_{F2} = 54,942 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 131,611 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F1} = 56,01 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F1}] = 114,444 \text{ МПа}$$

Условия выполняются.

1.4 Проектный расчет валов

Марка стали для ведущего и ведомого валов – сталь 45, временное сопротивление разрыву $\sigma_B = 780 \text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$.

1.4.1 Ведущий (быстроходный) вал редуктора

Ведущий вал, имеющий концевой участок для установки полумуфты, выполняется заодно с шестерней (рисунок 2).

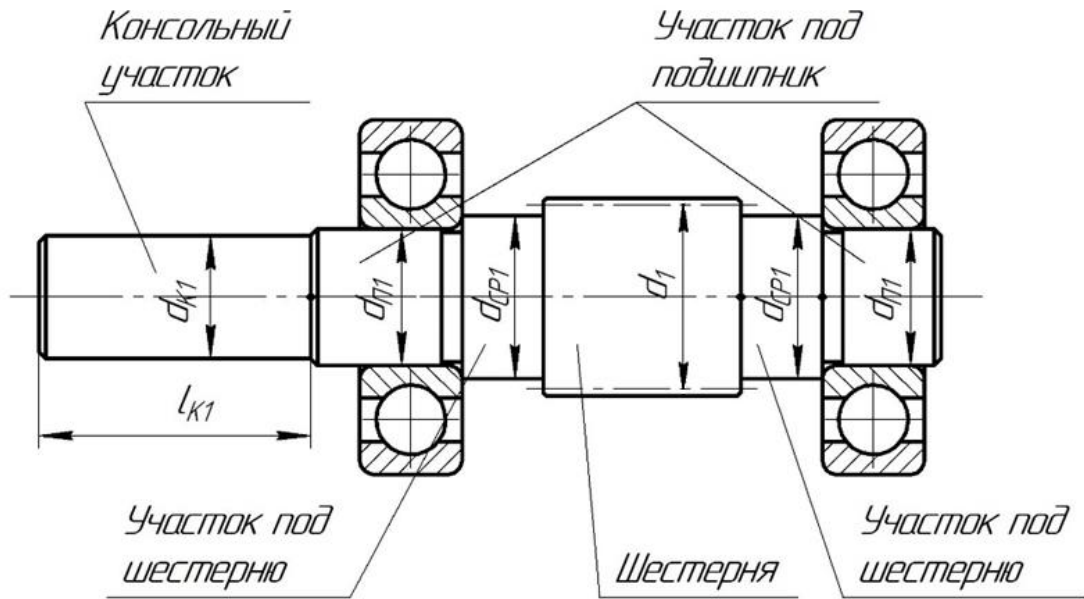


Рисунок 2 – Эскиз ведущего (быстроходного) вала передачи

Ориентировочное значение диаметра входного конца вала редуктора определяем только на кручении на пониженных допускаемых напряжениях

Диаметр входного конца ведущего вала:

$$d_{k1} \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \times [\tau]}}$$
 (45)

где T_1 – крутящий момент на ведущем валу, $\text{Н}\cdot\text{мм}$;

$[\tau]$ – допускаемое значение напряжения при кручении, $\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$.

Значение $[\tau]$ принимается значительно пониженным и выбирается в пределах 15 ... 30 МПа.

$$d_{k1} \geq \sqrt[3]{\frac{62,167 \times 1000}{0,2 \times 30}} \dots \sqrt[3]{\frac{62,167 \times 1000}{0,2 \times 15}} = 21,801 \dots 27,467 \text{ мм.}$$

Диаметр входного конца ведущего вала рекомендуется выбрать равным или близким к диаметру выходного конца вала электродвигателя.

Принимаем $d_{KI} = 32 \text{ мм}$.

В соответствии с ГОСТ 12080 – 66 выбираем длину консольного участка ведущего вала

$l_{KI} = 80 \text{ мм}$.

Диаметр посадочной шейки подшипника качения на ведомом валу предварительно определяем по формуле:

$$d_{PI} \geq 1,14 \cdot d_{KI}. \quad (46)$$

$$d_{PI} \geq 1,14 \cdot 32 = 36,48 \text{ мм}$$

Значение d_{PI} принимается исходя из условий выбора типа подшипников качения. В связи с тем, что в зубчатом зацеплении используются прямозубые зубчатые колеса, при использовании которых отсутствуют осевые нагрузки, выбираем подшипники шариковые радиальные однорядные в соответствии с ГОСТ 8338-75. Для ведущего вала предварительно выбираем подшипник средней серии 308 ГОСТ 8338-75 с внутренним диаметром $d = 40 \text{ мм}$. Тогда d_{PI} примет следующее значение:

$$d_{PI} = d = 40 \text{ мм}.$$

Диаметр среднего участка:

$$d_{CPI} \geq d_{PI} + 6 \text{ мм}. \quad (47)$$

$$d_{CPI} \geq 40 + 6 = 46 \text{ мм}.$$

Принимаем следующее значение диаметра среднего участка

$$d_{CPI} = 50 \text{ мм}.$$

1.4.2 Ведомый (тихоходный) вал редуктора

В средней части вала между подшипниковыми опорами расположено зубчатое колесо тихоходной ступени (рисунок 3). В сопряжении колеса с валом использована посадка с большим натягом. Подшипник устанавливается до упора в торцы вала.

Диаметр выходного конца (консольного участка) вала:

$$d_{K2} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \times [\tau]}}, \quad (48)$$

$$d_{K2} \geq \sqrt[3]{\frac{150,785 \times 1000}{0,2 \times 30}} \dots \sqrt[3]{\frac{150,785 \times 1000}{0,2 \times 15}} = 29,291 \dots 36,904 \text{ мм.}$$

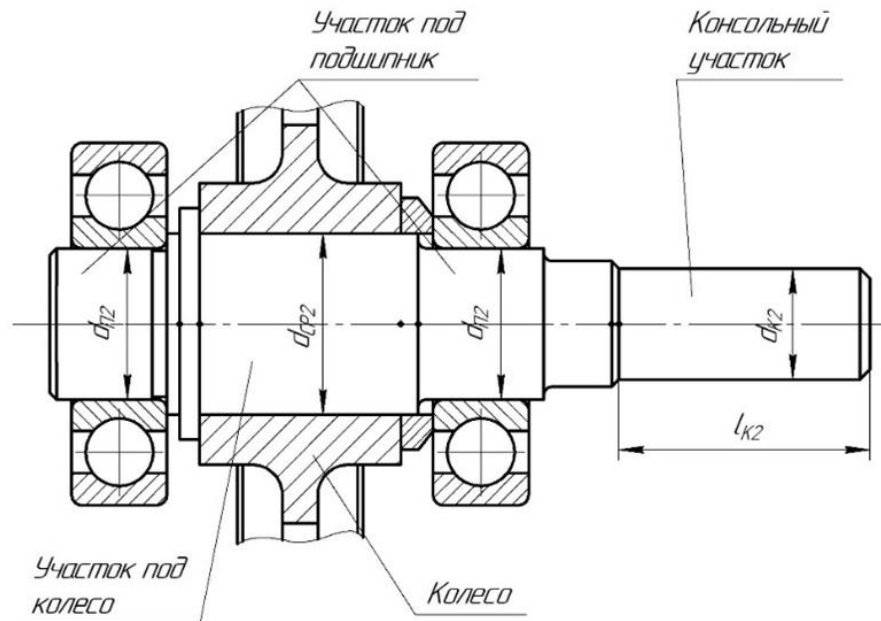


Рисунок 3 – Эскиз ведомого (тихоходного) вала передачи

В соответствии с ГОСТ 12080 – 66 принимаем

$$d_{K2} = 40 \text{ мм.}$$

$$l_{K2} = 110 \text{ мм.}$$

Диаметр вала под подшипник:

$$d_{П2} \geq 1,14 \cdot d_{K2}. \quad (49)$$

$$d_{П2} \geq 1,14 \cdot 40 = 45,6 \text{ мм.}$$

Для ведомого вала предварительно выбираем подшипник средней серии 310 ГОСТ 8338-75 с внутренним диаметром $d = 50 \text{ мм}$. Тогда $d_{П2}$ примет следующее значение:

$$d_{П2} = 50 \text{ мм.}$$

Диаметр среднего участка:

$$d_{ср2} \geq d_{П2} + 6 \text{ мм.} \quad (50)$$

$$d_{CP2} \geq 50 + 6 = 56 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{CP2} = 56 \text{ мм.}$

1.4.3 Характеристики предварительно выбранных подшипников

Ведущий (быстроходный) вал:

подшипник ГОСТ 8338 – 75 «Подшипники шариковые радиальные однорядные» 308 сер., $d_{III} = 40 \text{ мм}$, $D_{III} = 90 \text{ мм}$, $b_{III} = 23 \text{ мм}$, грузоподъемность: $C = 41000 \text{ Н}$, $C_0 = 22400 \text{ Н}$.

Ведомый (тихоходный) вал:

подшипник ГОСТ 8338 – 75 «Подшипники шариковые радиальные однорядные» 310 сер., $d_{II2} = 50 \text{ мм}$, $D_{II2} = 110 \text{ мм}$, $b_{II2} = 27 \text{ мм}$, грузоподъемность: $C = 61800 \text{ Н}$, $C_0 = 36000 \text{ Н}$.

1.5 Выбор торцевых крышек

1.5.1 Выбор торцевых крышек с отверстиями для манжетного уплотнения

В соответствии с ГОСТ 11641-73:

- для ведущего вала выбираем торцевую крышку с отверстием для манжетного уплотнения типа 1, исполнения 2, диаметром $D = 90 \text{ мм}$, $D_4 = 36 \text{ мм}$ (обозначение - крышка 2-90x36 ГОСТ 11641-73);

- для ведомого вала выбираем торцевую крышку с отверстием для манжетного уплотнения типа 1, исполнения 2, диаметром $D = 110 \text{ мм}$, $D_4 = 46 \text{ мм}$ (обозначение - крышка 2-110x46 ГОСТ 11641-73).

1.5.2 Выбор торцевых глухих крышек

В соответствии с ГОСТ 18511-73:

- для ведущего вала выбираем глухую торцевую крышку типа 2, исполнения 2, диаметром 90 (обозначение – крышка 22-90 ГОСТ 18511-73);

- для ведомого вала выбираем глухую торцевую крышку типа 2, исполнения 2, диаметром 110 (обозначение – крышка 22-110 ГОСТ 18511-73).

2 ПЕРВЫЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

Целью *эскизной компоновки* является определение расположения деталей передачи, расстояния между ними, ориентировочные диаметры ступеней валов; выбор типа подшипников и схемы их установки.

2.1 Выбор конструктивных размеров редуктора

Толщина стенки корпуса одноступенчатого редуктора (рисунок 4):

$$\delta = 0,025 \times a_w + 1 \geq 7 \text{ мм} \quad (40)$$

$$\delta = 0,025 \cdot 160 + 1 = 5 \text{ мм}$$

Значение δ принимаем равным:

$$\delta = 7,1 \text{ мм.}$$

Толщина стенки крышки одноступенчатого редуктора:

$$\delta_1 \approx 0,9 \cdot \delta \quad (41)$$

$$\delta_1 \approx 0,9 \cdot 7,1 = 6,39 \text{ мм.}$$

Значение δ_1 принимаем равным:

$$\delta_1 = 7,1 \text{ мм.}$$

Толщина фланца пояса корпуса:

$$S = 1,5 \cdot \delta = 1,55 \cdot 7,1 = 11,25 \text{ мм.}$$

Значение S принимаем равным:

$$S = 12 \text{ мм.}$$

Толщина фланца пояса крышки:

$$S_1 = 1,5 \cdot \delta_1 = 1,55 \cdot 7,1 = 11,25 \text{ мм.}$$

Значение S_1 принимаем равным:

$$S_1 = 12 \text{ мм.}$$

Минимальный зазор между колесом и корпусом:

$$a = \sqrt{L+3}, \quad (42)$$

где L - величина, обозначающая расстояние между внешними поверхностями зубчатых колес.

$$L = d_1 + d_2 + 2m, \quad (43)$$

где d_1 и d_2 – диаметры основных окружностей шестерни и зубчатого колеса, мм;

m – модуль зуба, мм.

$$L = 92 + 228 + 2 \cdot 2 = 324 \text{ мм.}$$

$$a = \sqrt{324 + 3} = \sqrt{327} = 18,083 \text{ мм}$$

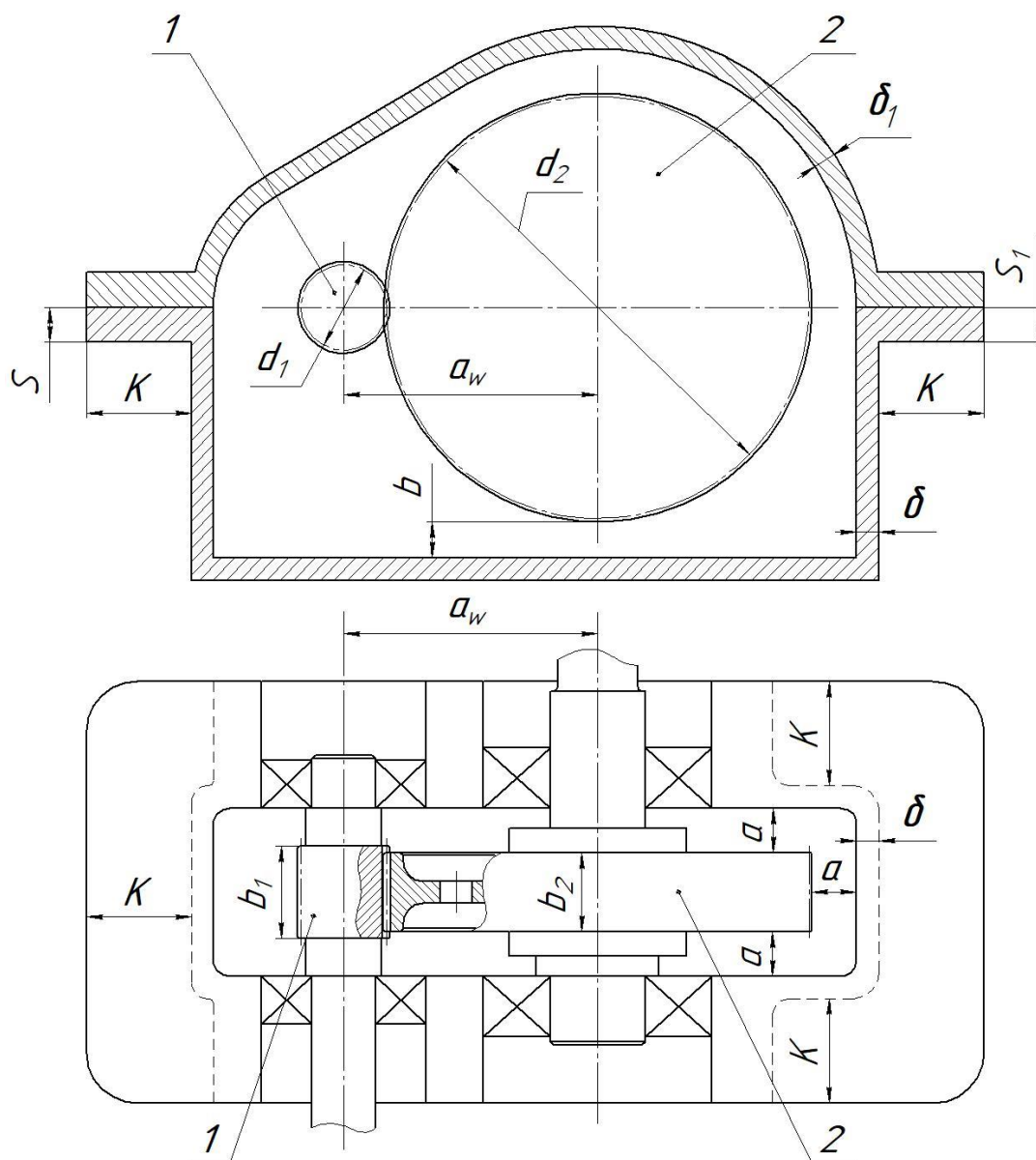


Рисунок 4 – Компановочный эскиз редуктора

Минимальный зазор между колесом и корпусом принимаем равным:

$$a = 20 \text{ мм.}$$

Расстояние между поверхностью колеса и дном редуктора:

$$b = 3 \cdot a. \quad (44)$$

$$b = 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм.}$$

Значение b принимаем равным:

$$b = 60 \text{ мм.}$$

Диаметр фундаментных болтов определяем по таблице 16 [1]:

$$d_{\phi} = 16 \text{ мм;}$$

количество фундаментных болтов:

$$z_{\phi} = 4.$$

Величины размеров K , C , $d_{отв}$, D , R в зависимости от d_{ϕ} выбираются по таблице 12 [1]:

ширина фланца:

$$K = 40 \text{ мм;}$$

расстояние от оси болта до стенки корпуса:

$$C = 20 \text{ мм;}$$

диаметр отверстия во фланце под фундаментный болт:

$$d_{отв} = 17 \text{ мм;}$$

диаметр шайбы под фундаментный болт:

$$D = 34 \text{ мм.}$$

Радиус скругления:

$$R = 5 \text{ мм.}$$

2.2 Выбор размеров ступицы зубчатого колеса ведомого вала

Наружный диаметр ступицы зубчатого колеса при шпоночном соединении с натягом:

$$D_{СТ} = (1,5 \dots 1,7) \cdot d_{СР2}.$$

Принимаем значение коэффициента равным 1,55, тогда:

$$D_{СТ} = 1,55 \cdot 56 = 86,8 \text{ мм.}$$

Принимаем значение

$$D_{СТ} = 90 \text{ мм.}$$

Ширина ступицы

$$l_{CT} = (0,7 \dots 1,8) \cdot d_{CP2}.$$

Принимаем значение коэффициента равным 1,2, тогда:

$$l_{CT} = 1,2 \cdot 56 = 67,2 \text{ мм.}$$

Принимаем значение ширины ступицы

$$l_{CT} = 71 \text{ мм.}$$

2.3 Компоновка редуктора с использованием программы «Компас»

2.3.1 Подготовка рабочего места в программе «Компас»

Из главного меню вызвать команду **Файл-Создать**, в появившемся окне «**Новый документ**» (рисунок 5) выбрать тип документа «**Чертеж**».

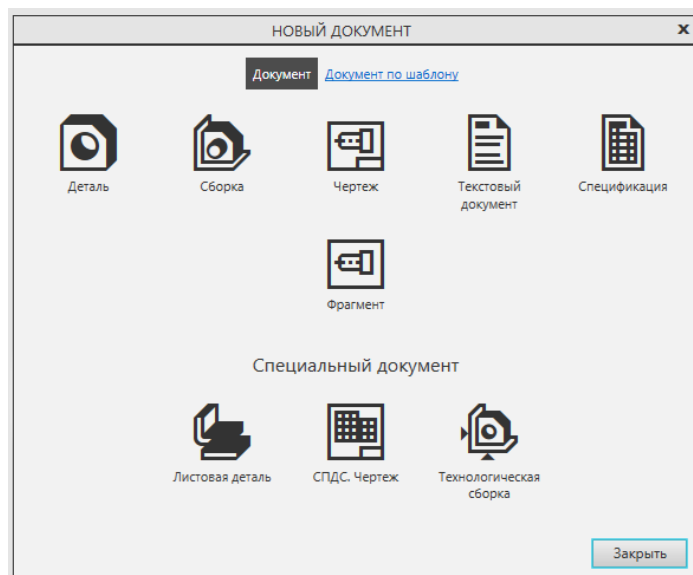


Рисунок 5 – Меню «Новый документ»

Зайти в Панель управления листа, установить формат листа (A1) и его горизонтальную ориентацию (рисунок 6).

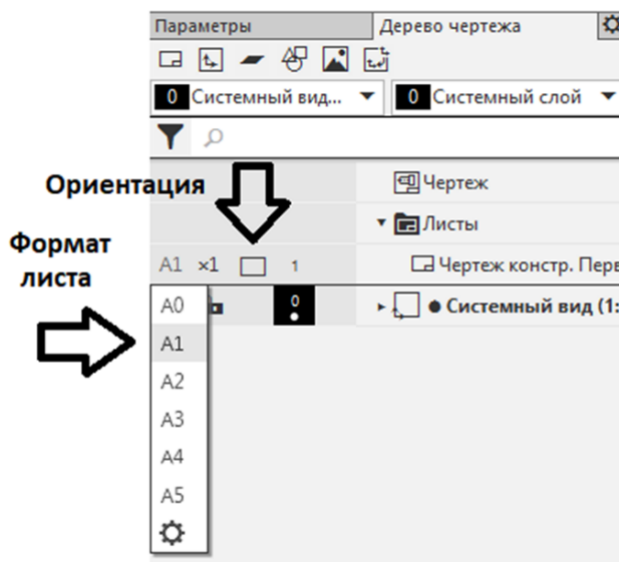



Рисунок 6 – Панель управления листа

Из главного меню вызвать команду **Вставка-Новый вид** (рисунок 7); в панели управления указать имя вида, например, «Редуктор»; масштаб пока оставить по умолчанию «М 1:1»; указать координаты точки привязки (0,0; 0,0). Точку привязки удобнее установить при помощи указателя мыши, поместив его в выбранное место, например, левый нижний угол чертежа. Рекомендуется отключить параметрический режим, «щелкнув» левой клавишей мыши на кнопке  «Параметрический режим», после чего темный фон кнопки исчезнет.

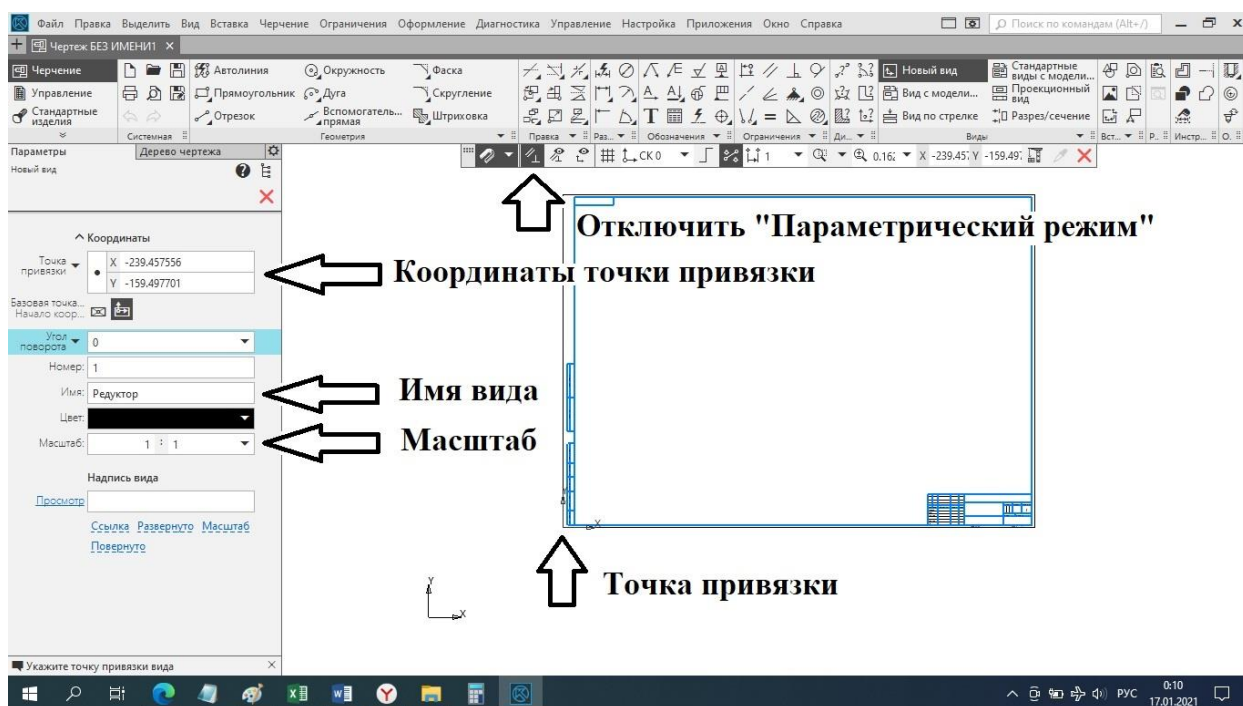


Рисунок 7 – Установка параметров нового вида

2.3.2 Вычерчивание эскиза зубчатого зацепления

В соответствии с предварительными расчетами первоначально строится эскиз зубчатого зацепления одноступенчатого редуктора (рисунок 8). Например, вначале вычерчивается шестерня 1 по следующими размерам: d_1 ; d_{a1} ; d_{f1} ; b_1 , затем – зубчатое колесо 2 по размерам d_2 ; d_{a2} ; d_{f2} ; b_2 . Для зубчатого колеса вычерчивается контур ступицы с размерами D_{CT} и l_{CT} и внутренний диаметр d_{cp2} . Размер фаски c шестерни и зубчатого колеса выбирается равным модулю зуба m .

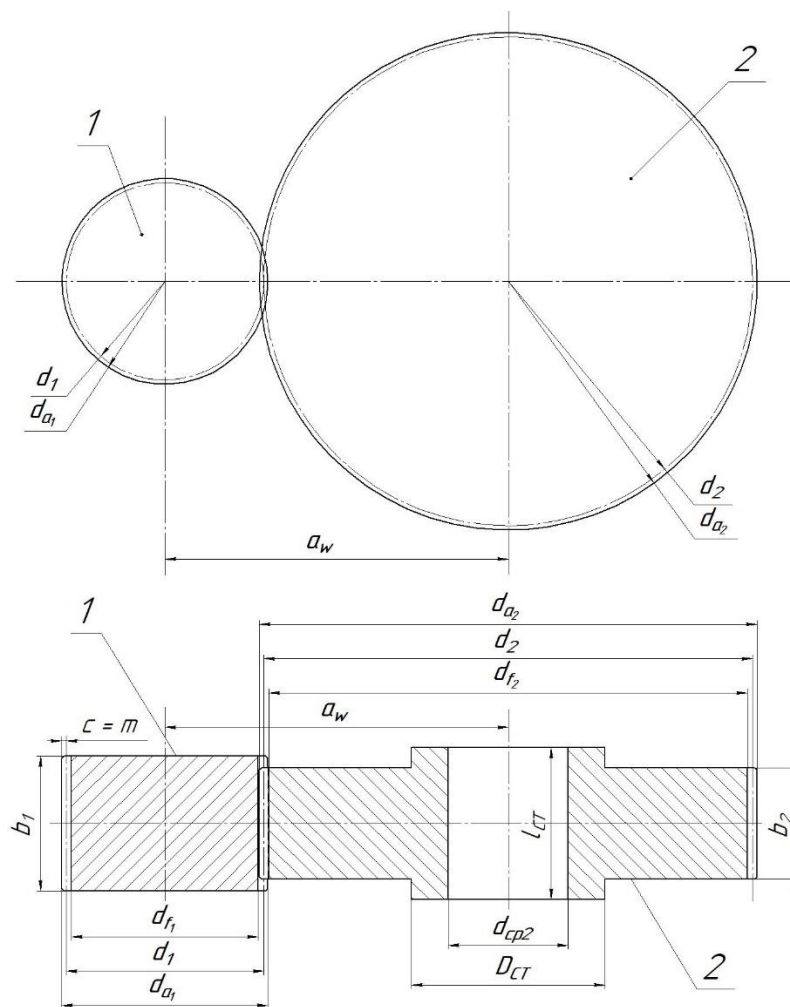


Рисунок 8 – Эскиз зубчатого зацепления

2.3.3 Вычерчивание предварительного варианта эскиза редуктора

Основной линией вычерчивается контур кромки 3 внутренней поверхности корпуса редуктора (рисунок 9), отстоящей от зубчатого колеса 2 на расстоянии a ; штриховой линией вычерчивается контур 4 внешней поверхности корпуса редуктора, отстоящую от внутренней поверхности на толщину стенки δ .

Контур края фланца 5 отстоит от внешней поверхности корпуса на расстоянии K .

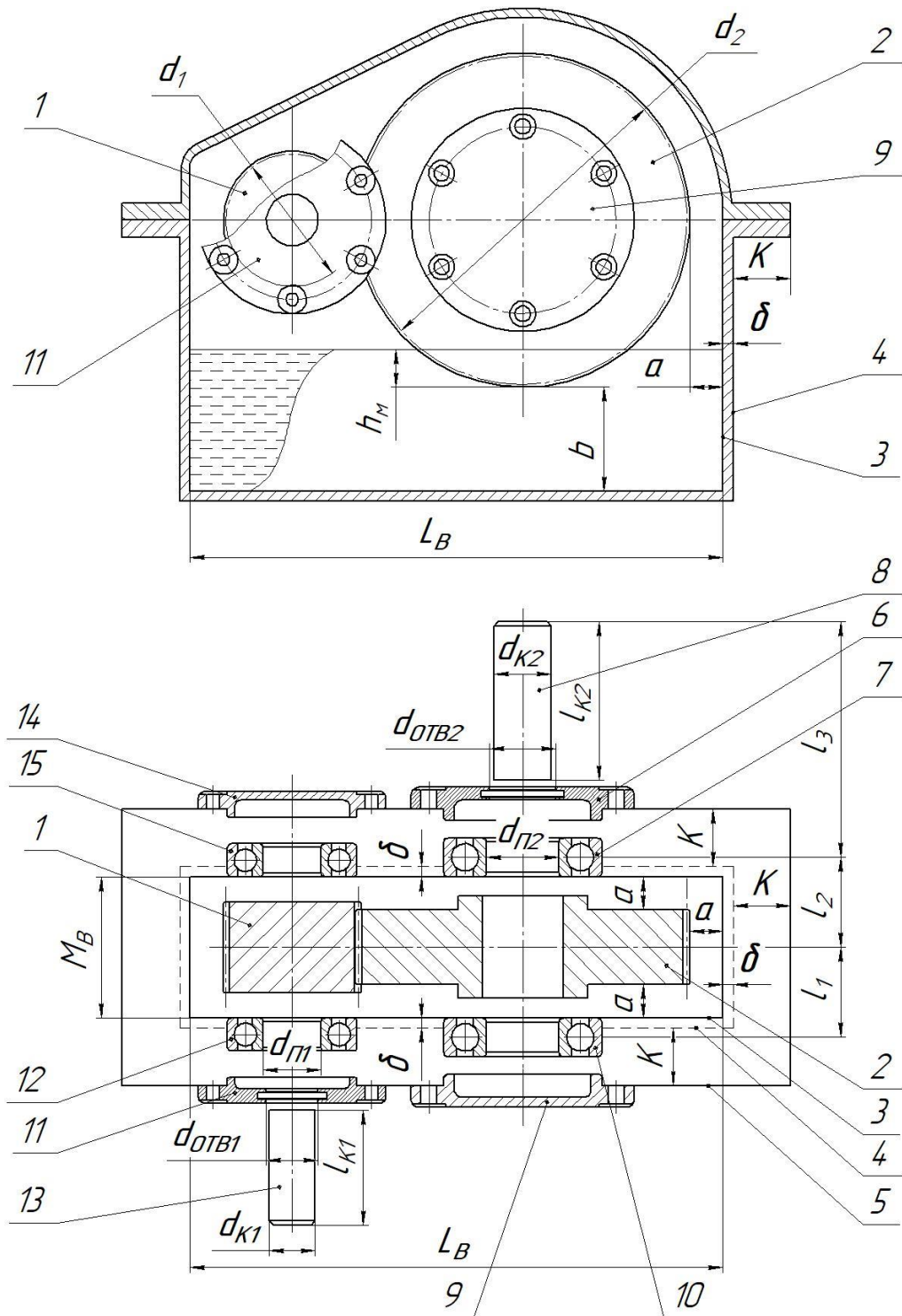


Рисунок 9 – Предварительный вариант эскиза редуктора

Далее на ведомом валу устанавливается торцевая крышка подшипника с отверстием 6 (рисунок 9). Торцевая крышка, являющаяся стандартным

изделием, на чертеже устанавливаются следующим образом: **Приложения - Стандартные изделия - Вставить элемент - Подшипники и детали машин - Крышки торцевые - Крышка ГОСТ 11641-73 (исп. 2)**. Крышка 6 устанавливается по краю фланца 5 со стороны консольной части ведомого вала.

При выборе торцевой крышки необходимо принимать во внимание следующее отношение:

$$d_{K2} = 40 \text{ мм} < d_{OTB2} < d_{П2} = 50 \text{ мм},$$

где d_{OTB2} – диаметр центрального отверстия крышки.

Условию соответствует крышка 2-110x46 ГОСТ 11641-73 ($d_{OTB2} = 46 \text{ мм}$).

После установки крышки в выбранное место программа «Компас» запросит разместить точку, на которую указывает линия-выноска, от чего рекомендуется отказаться путем нажатия кнопки «X».

На запрос программы «Компас» о внесении наименования стандартного изделия во внутреннюю спецификацию рекомендуется согласиться путем нажатия кнопки «√».

Затем устанавливается торцевая глухая крышка 9: **Приложения - Стандартные изделия - Вставить элемент - Подшипники и детали машин - Крышки торцевые - Крышка ГОСТ 18511-73 (исп. 2)**.

Устанавливаем торцевую глухую крышку 22-110 ГОСТ 18511-73.

Подшипники 7 и 9 на ведомом валу устанавливаются по краю внутренней кромки корпуса редуктора 3: **Приложения - Стандартные изделия - Вставить элемент - Подшипники и детали машин – Подшипники качения – Тип 0. Радиальные шариковые - Подшипник ГОСТ 8338-75**.

Устанавливаем подшипники 310 ГОСТ 8338-75.

Консольная часть 8 ведомого вала вычерчивается по размерам d_{K2} и l_{K2} . От края кромки подшипниковой крышки отступить 3 – 5 мм.

Аналогичным образом на ведущем валу устанавливается торцевая крышка подшипника с отверстием 11 (крышка 2-90x36 ГОСТ 11641-73); глухая торцевая крышка подшипника 14 (крышка 22-90 ГОСТ 18511-73); подшипники 12 и 15

(подшипник 308 ГОСТ 8338-75); чертится консольная часть 13 ведущего вала по размерам d_{KI} и l_{KI} .

2.4 Выбор смазки

Смазывание трущихся поверхностей предназначено для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей и их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также от заедания, задиров и коррозии.

Картерное смазывание применяется при окружной скорости зубчатых колес и червяков до 12,5 м/с. При более высоких скоростях центробежная сила сбрасывает масло с зубьев и зацепление работает при недостаточном смазывании. Кроме того, заметно возрастают потери мощности на перемешивание масла, повышается его температура.

Рассчитанная окружная скорость находится в пределах:

$$1 \text{ м/с} < V = 7,033 \text{ м/с} < 12,5 \text{ м/с}.$$

Для смазывания зубчатой передачи выбираем картерную систему смазки, при которой корпус редуктора заливается масло так, чтобы венец зубчатого колеса был погружен в него. Колесо при вращении увлекает масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность деталей, расположенных внутри корпуса деталей.

Требуемую кинематическая вязкость масла в зависимости от контактного напряжения $\sigma_H = 322,778 \text{ МПа}$ и окружной скорости колеса $V = 7,033 \text{ м/с}$ определяем по таблице 23 [1] - $22 \text{ мм}^2/\text{с}$.

В зависимости от требуемой кинематической вязкости масла по таблице 24 [1] выбираем марку масла для зубчатых передач – И-Л-А-22, кинематическая вязкость которого находится в пределах $19 \dots 25 \text{ мм}^2/\text{с}$

Уровень погружения тихоходного зубчатого колеса цилиндрического редуктора в масляную ванну принимают равным:

$$h_m = 2 \cdot t. \quad (51)$$

Уровень погружения не должен превышать 10 мм.

$$h_m = 2 \cdot 2 = 4 \text{ мм} < 10 \text{ мм}.$$

Принимаем $h_m = 10 \text{ мм}$.

Смазка подшипников может осуществляться двумя способами.

В первом случае подшипники смазываются тем же маслом, что и детали передачи. При окружной скорости колеса $V > 1 \text{ м/с}$ подшипники смазывают брызгами масла. Для лучшего доступа к подшипникам, в бобышках корпуса сверлятся сквозные вертикальные отверстия, по которым и стекает масло и попадает к подшипникам. Подшипники устанавливаются по кромке внутренней поверхности редуктора.

Во втором случае для смазки подшипников используется пластичная смазка, например, солидолы *УС-1* и *УС-2*. Для защиты подшипников от картерного масла устанавливаются маслозащитные шайбы (кольца).

Для примера выберем первый способ смазки подшипников.

Для замены масла в нижней части корпуса со стороны тихоходной ступени предусматриваются сливные отверстия. Уклон для редуктора составляет 1:200. Для обеспечения постоянного слива масла выполняется небольшое углубление непосредственно около сливного отверстия в дне корпуса. Сливное отверстие закрывается пробкой с конической трубной резьбой.

Вместимость масляной ванны на один киловатт передаваемой мощности должна находиться в следующих пределах:

$$= 350000 \text{ мм}^3 / \text{кВт} \leq V_M / P_{ДВ} \leq 700000 \text{ мм}^3 / \text{кВт}.$$

Рассчитаем объем масляной ванны по размерам, взятым из эскиза редуктора (рисунок 9):

$$V_M = L_B \cdot M_B \cdot (b + h_m),$$

где L_B - длина масляной ванны;

M_B - ширина масляной ванны;

$b + h_m$ - высота масляной ванны.

Первоначальные размеры масляной ванны:

$$L_B = 370 \text{ мм}; M_B = 98 \text{ мм}; b + h_m = 60 + 10 = 70 \text{ мм}.$$

Объем масляной ванны:

$$V_M = 370 \cdot 98 \cdot 70 = 2538200 \text{ мм}^3.$$

$$P_{ДВ} = 10 \text{ кВт}$$

$$V_M / P_{ДВ} = 2538200 \text{ мм}^3 / 10 \text{ кВт} = 253820 \text{ мм}^3 / \text{кВт}$$

Объем масляной ванны на 1 кВт передаваемой мощности не попадает в предложенные пределы:

$$V_M / P_{ДВ} = 253820 \text{ мм}^3 / \text{кВт} < 3500000 \text{ мм}^3 / \text{кВт} .$$

Увеличиваем размеры масляной ванны:

$$L_B = 370 \text{ мм}; M_B = 98 \text{ мм}; b = 72 \text{ мм}; h_m = 26 \text{ мм};$$

$$b + h_m = 72 + 26 = 98 \text{ мм}.$$

Объем масляной ванны:

$$V_M = 370 \cdot 98 \cdot 98 = 3553480 \text{ мм}^3.$$

$$V_M / P_{ДВ} = 3553480 \text{ мм}^3 / 10 \text{ кВт} = 355348 \text{ мм}^3 / \text{кВт}$$

Объем масляной ванны на 1 кВт передаваемой мощности попадает в предложенные пределы:

$$350000 \text{ мм}^3 / \text{кВт} < V_M / P_{ДВ} = 355348 \text{ мм}^3 / \text{кВт} < 700000 \text{ мм}^3 / \text{кВт}.$$

3 ВТОРОЙ ЭТАП РАСЧЕТА ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА С ВНЕШНИМ ПРЯМОЗУБЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

3.1 Расчет ведомого вала на прочность

3.1.1 Выбор расчетной схемы вала

Окружная сила $F_t = 1322,676 \text{ Н}$; радиальная сила $F_r = 481,415 \text{ Н}$.

На рисунке 10 представлена расчетная схема. Данные для схемы выбираются из чертежа эскиза редуктора для наиболее нагруженного ведомого вала.

$$l_1 = l_2 = 62,5 \text{ мм} = 0,0625 \text{ м}; l_3 = 163,6 \text{ мм} = 0,1636 \text{ м}. \quad (47)$$

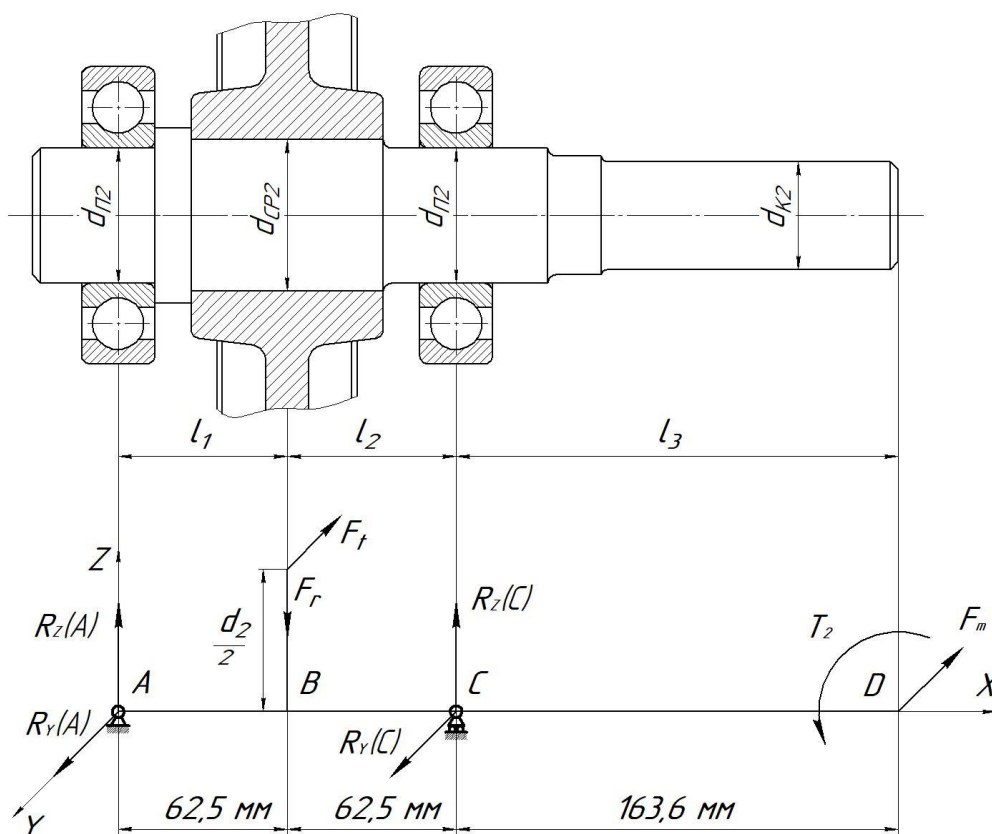


Рисунок 10 – Расчетная схема вала

3.1.2 Определение реакций в опорах и изгибающих моментов ведомого вала, построение эпюр изгибающих моментов

Определяем опорные реакции в вертикальной XOZ плоскости из условия равновесия (рисунок 11, а), для чего составляем уравнение моментов сил, действующих на вал, относительно точки A :

$$\begin{aligned} \Sigma M_Z(A) &= 0; \\ R_Z(C) \cdot (l_1 + l_2) - F_r \cdot l_1 &= 0; \\ R_Z(C) &= F_r \cdot l_1 / (l_1 + l_2); \\ R_Z(C) &= 481,4146 \cdot 0,0625 / (0,0625 + 0,0625) = 240,7073 \text{ Н}. \end{aligned} \quad (51)$$

Исходя из условия равновесия составляем уравнение моментов сил, действующих на вал, относительно точки C :

$$\begin{aligned} \Sigma M_Z(C) &= 0; \\ -R_Z(A) \cdot (l_1 + l_2) + F_r \cdot l_2 &= 0; \\ R_Z(A) &= F_r \cdot l_2 / (l_1 + l_2); \\ R_Z(A) &= 481,4146 \cdot 0,0625 / (0,0625 + 0,0625) = 240,7073 \text{ Н}. \end{aligned} \quad (52)$$

Проверка:

$$\begin{aligned} \Sigma F &= 0; \\ R_Z(A) + R_Z(C) - F_r &= 0; \\ 240,7073 + 240,7073 - 481,4146 &= 0. \end{aligned} \quad (53)$$

Условие выполняется.

Строим эпюру изгибающих моментов M_Z в вертикальной плоскости XOZ (рисунок 11, а)

Точка A :

$$M_Z(A) = 0.$$

Точка B :

$$M_Z(B) = R_Z(A) \cdot l_1; \quad (54)$$

$$M_Z(B) = 240,7073 \cdot 0,0625 = 15,044 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Точка C :

$$M_Z(C) = R_Z(A) \cdot (l_1 + l_2) - F_r \cdot l_1; \quad (55)$$

$$M_Z(C) = 240,7073 \cdot (0,0625 + 0,0625) - 481,4146 \cdot 0,0625 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тихоходный вал нагружен в горизонтальной поверхности силой F_t и, вследствие неизбежной несоосности соединенных валов, нагружен также дополнительной силой F_m - окружной силой муфты (рисунок 11, б). Направление силы F_m в отношении силы F_t может быть любым (зависит от случайных неточностей монтажа). В расчетной схеме силу F_m направляем так, чтобы она увеличивала напряжения и деформации от F_t (худший случай). Для одноступенчатых редукторов:

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{T_2}, \quad (56)$$

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{150,785} = 613,973 \text{ Н}$$

Определяем опорные реакции в вертикальной XOY плоскости из условия равновесия (рисунок 11, б), для чего составляем уравнение моментов сил, действующих на вал, относительно точки A :

$$\Sigma M_Y(A) = 0$$

$$R_Y(C) \cdot (l_1 + l_2) - F_t \cdot l_1 - F_m \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$R_Y(C) = (F_t \cdot l_1 + F_m \cdot (l_1 + l_2 + l_3)) / (l_1 + l_2) \quad (57)$$

$$R_Y(C) = (1322,676 \cdot 0,0625 + 613,973 \cdot (0,0625 + 0,0625 + 0,1636)) / (0,0625 + 0,0625) = 2078,878 \text{ Н}$$

Исходя из условия равновесия составляем уравнение моментов сил, действующих на вал, относительно точки C :

$$\Sigma M_Y(C) = 0$$

$$R_Y(A) \cdot (l_1 + l_2) - F_t \cdot l_2 - F_m \cdot l_3 = 0,$$

$$R_Y(A) = (F_t \cdot l_2 - F_m \cdot l_3) / (l_1 + l_2) \quad (58)$$

$$R_Y(A) = (1322,676 \cdot 0,0625 - 613,973 \cdot 0,1636) / (0,0625 + 0,0625) = -142,230 \text{ Н}$$

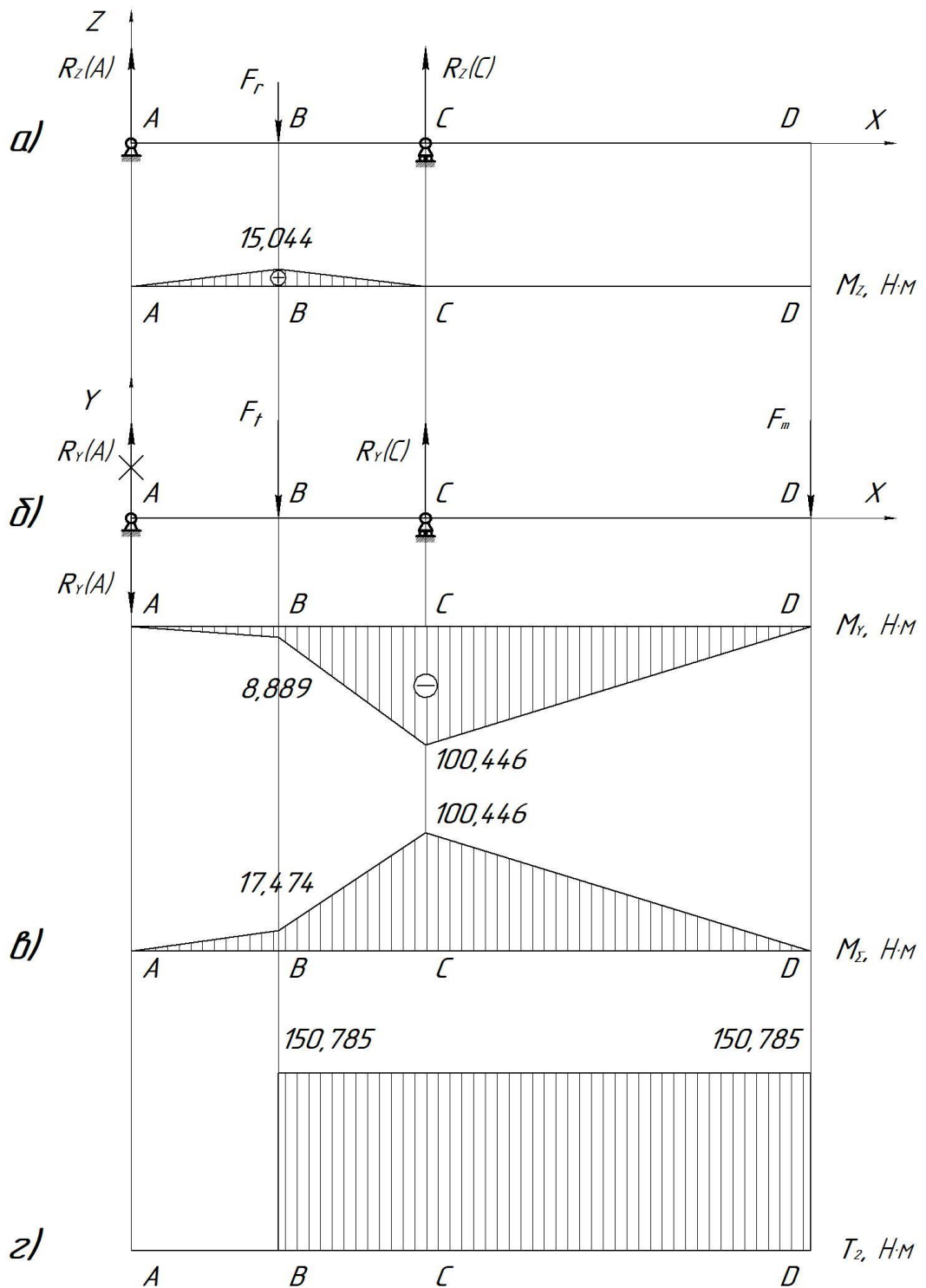


Рисунок 11 – Эпюры M_z , M_y , M_x , T_2

Отрицательное значение $R_y(A)$ говорит о том, что первоначальное направление реакции $R_y(A)$ было выбрано неверно, меняем его на противоположное.

Проверка:

$$\Sigma F = 0$$

$$R_Y(A) - F_t + R_Y(C) - F_m = 0 \quad (59)$$

$$-142,230 - 613,973 - 1322,676 + 2078,878 = 0$$

Условие выполняется.

Строим эпюру изгибающих моментов M_Y в вертикальной плоскости XOY (рисунок 11, б)

$$M_Y(A) = 0$$

$$M_Y(B) = R_Y(A) \cdot l_1 \quad (60)$$

$$M_Y(B) = -142,230 \cdot 0,0625 = -8,889 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_Y(C) = R_Y(A) \cdot (l_1 + l_2) - F_t \cdot l_2 \quad (61)$$

$$\begin{aligned} M_Y(C) &= -142,230 \cdot (0,0625 + 0,0625) - 1322,6757 \cdot 0,0625 = \\ &= -100,446 \text{ Н}\cdot\text{м} \end{aligned}$$

Проверка:

$$M_Y(D) = R_Y(A) \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_t \cdot (l_2 + l_3) + R_Y(C) \cdot l_3 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\begin{aligned} M_Y(D) &= -142,230 \cdot (0,0625 + 0,0625 + 0,1636) - \\ &- 1322,6757 \cdot (0,0625 + 0,1636) + 2078,878 \cdot 0,1636 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м} \end{aligned}$$

Условие выполняется.

3.1.3 Суммарная эпюра изгибающих моментов

Находим ординаты суммарной эпюры изгибающих моментов от совместного действия этих сил и строим соответствующую эпюру (рисунок 11, в).

$$M_{\Sigma A} = 0 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_{\Sigma B} = \sqrt{M_Y^2(B) + M_Z^2(B)}, \quad (62)$$

$$M_{\Sigma B} = \sqrt{(-8,889)^2 + 15,044^2} = 17,474 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\Sigma C} = \sqrt{M_Y^2(C) + M_Z^2(C)} \quad (63)$$

$$M_{\Sigma C} = \sqrt{100,446^2 + 0^2} = 100,446 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\Sigma D} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Эпюра крутящих моментов (рисунок 11, г).

$$T_2 = \frac{F_t \cdot d_2}{2}, \quad (64)$$

$$T_2 = \frac{1322,6757 \times 0,228}{2} = 150,785 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

3.1.4 Определяем радиальные реакции опор вала

Точка А

50,208

$$F_R(A) = \sqrt{(R_Y(A))^2 + (R_Z(A))^2}, \quad (65)$$

$$F_R(A) = \sqrt{(-142,230)^2 + (240,7073)^2} = 279,588 \text{ Н.}$$

$$F_R(C) = \sqrt{(R_Y(C))^2 + (R_Z(C))^2}, \quad (66)$$

$$F_R(C) = \sqrt{(2078,878)^2 + (240,7073)^2} = 2092,767 \text{ Н}$$

В дальнейших расчетах используется максимальное значение радиальной реакции опоры.

3.2 Проверка подшипников качения

При расчете тихоходного вала были выбраны подшипники серии 310 ГОСТ 8338-75. Проводится проверка правильности этого выбора.

Основной критерии работоспособности подшипников качения является динамическая грузоподъемность. Следовательно, необходимо проверить этот критерий.

Эквивалентную динамическую нагрузку для шариковых радиальных однорядных принимаем как:

$$P_E = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_m, \quad (67)$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки, $X = 1$;

Y – коэффициент осевой статической нагрузки, $Y = 0$;

V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего колеса, $V = 1$;

K_δ – коэффициент безопасности работы, $K_\delta = 1,3$;

K_m – температурный коэффициент, $K_m = 1$;

F_r – радиальная нагрузка;

F_a – осевая нагрузка ($F_a = 0$).

1901,736

$$P_E = 1,0 \cdot 2092,767 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 = 2720,597 \text{ Н}$$

Условие работоспособности подшипника по динамической нагрузке:

$$P_E < Cr \quad (68)$$

Эквивалентная динамическая нагрузка, действующая на выбранный подшипник, меньше его динамической грузоподъемности:

$$P_E = 2720,597 \text{ Н} < Cr = 61800,0 \text{ Н}$$

Условие выполнено.

Определяем расчетный ресурс (долговечность подшипника)

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_E} \right)^P \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (69)$$

где C_r – базовая радиальная динамическая грузоподъемность подшипника ($C_r = 61800 \text{ Н}$);

P – показатель степени, для шариковых подшипников, $P = 3$;

n – частота вращения вала;

a_{23} - коэффициент характеризующий совместное влияние на долговечность осевых свойств металла деталей подшипников и условия его эксплуатации, $a_{23} = 0,7 \div 0,8$;

a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности, принимают по таблице 2 (выбираем для $P_b = 99\%$):

Таблица 2 – Зависимость коэффициента надежности от вероятности безотказной работы

Вероятность безотказной работы P_b , %	90	95	96	97	98	99
Коэффициент надежности a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

$$L = 0,21 \cdot 0,7 \cdot \left(\frac{61800}{2720,597} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 589,123} = 48745,312 \text{ ч.}$$

Расчетная долговечность подшипника должна превышать расчетный срок службы редуктора l_H :

$$L > l_H. \quad (70)$$

$$L = 48745,312 \text{ ч.} > l_H = 15000 \text{ ч.}$$

Условие выполнено.

3.3 Уточненный расчет валов

3.3.1 Расчет вала на статическую прочность (проверочный расчет)

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок. Условно примем перегрузку равную перегрузке при пуске приводного электродвигателя. В расчетах будем использовать коэффициент перегрузки:

$$K_{\Pi} = T_{\max} / T, \quad (71)$$

T_{\max} - максимальный кратковременно действующий вращающий момент (момент перегрузки);

T - номинальный (расчетный) вращающий момент ($T = T_2$).

Для асинхронных электродвигателей $K_{II} = 2,2 \dots 2,9$.

В расчете определяем нормальное σ и касательное τ напряжения в рассматриваемом сечении вала при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma = 10^3 \cdot M_{max} / W + F_{max} / A; \quad (72)$$

$$\tau = 10^3 \cdot M_{Kmax} / W_K, \quad (73)$$

где $M_{max} = K_{II} (\sqrt{M_Y^2 + M_Z^2})$ – суммарный изгибающий момент, $H \cdot м$;

$M_{Kmax} = T_{max} = K_{II} \cdot T$ – крутящий момент, $H \cdot м$;

$F_{max} = K_{II} \cdot F_a$ – осевая сила, H ;

W и W_K – моменты сопротивления сечения вала при расчете на изгиб и кручение, $мм^3$;

A – площадь поперечного сечения, $мм^2$.

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma} = \sigma_T / \sigma, \quad (74)$$

$$S_{T\tau} = \tau_T / \tau, \quad (75)$$

где σ_T, τ_T – предельные значения текучести нормального и касательного напряжений.

Предельные значения текучести σ_T и τ_T материала (сталь 45) выбираем по таблице 10.2 [2]:

$$\sigma_T = 650 \text{ МПа}; \tau_T = 390 \text{ МПа}.$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений:

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} \cdot S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}}. \quad (76)$$

Статическая прочность обеспечивается при условии:

$$S_T \geq [S_T] \quad (77)$$

где $[S_T] = 1,3 \dots 2$ – минимально допустимое значение общего коэффициента запаса по текучести.

Моменты сопротивления W при изгибе, W_K при кручении и площадь A для сплошного круглого сечения диаметром D :

$$W = \pi \cdot D^3 / 32; W_K = \pi \cdot D^3 / 16; A = \pi \cdot D^2 / 4. \quad (78)$$

Расчет ведем для опасного сечения. Опасное сечение в точке C - месте посадки подшипника на вал.

Вычислим W , W_K , A , принимая $D = d_{П2} = 50$ мм:

$$W = \pi \cdot 50^3 / 32 = 12271,846 \text{ мм}^3; W_K = \pi \cdot 50^3 / 16 = 24543,693 \text{ мм}^3;$$

$$A = \pi \cdot 50^2 / 4 = 3926,991 \text{ мм}^2$$

По формулам (72) и (73) вычислим нормальное σ и касательное τ напряжения в рассматриваемом сечении вала, для чего примем следующие значения: $K_{П} = 2,9$; $M_{max} = K_{П} \cdot M_{\Sigma C}$; $F_a = 0$ Н; $F_{max} = 0$ Н, $M_{K max} = K_{П} \cdot T_2$:

$$\sigma = 10^3 \cdot 2,9 \cdot 100,446 / 12271,846 = 23,737 \text{ МПа};$$

$$\tau = 10^3 \cdot 2,9 \cdot 150,785 / 24543,693 = 17,816 \text{ МПа}.$$

По формулам (74) и (75) вычислим частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma} = 650 / 23,737 = 27,384;$$

$$S_{T\tau} = 390 / 17,816 = 21,89.$$

Вычисляем по формуле (76) общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений:

$$S_T = 27,384 \cdot 21,89 / \sqrt{27,384^2 + 21,89^2} = 17,098.$$

По формуле (77) проведем проверку на статическую прочность:

$$S_T = 17,098 \geq [S_T] = 1,3 \dots 2.$$

Условие выполняется.

3.3.2 Расчет вала на сопротивление усталости

Расчет вала на сопротивление усталости проводится в сечении C .

Расчет выполняем в форме проверки коэффициента запаса прочности S , минимальное допустимое значение которого принимается в диапазоне $[S] = 1,5 \dots 2,5$:

$$S \geq [S] \quad (79)$$

Для опасного сечения на тихоходном валу коэффициент запаса прочности вычисляем по формуле:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \quad (80)$$

где S_σ , S_τ - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1D}}{(\sigma_a + \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m)}; \quad (81)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1D}}{(\tau_a + \psi_{\tau D} \cdot \tau_m)}, \quad (82)$$

где σ_{-1D} , τ_{-1D} - пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении;

σ_a , τ_a - амплитуды напряжений цикла;

τ_m , σ_m - средние напряжения цикла;

$\psi_{\sigma D}$, $\psi_{\tau D}$ - коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений для рассматриваемого сечения.

В расчетах валов принимают, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу:

$$\sigma_a = \sigma_u \text{ и } \sigma_m = 0,$$

а касательные напряжения - по отнулевому циклу:

$$\tau_a = \tau_K / 2 \text{ и } \tau_m = \tau_K / 2.$$

Тогда

$$S_\sigma = \sigma_{-1D} / \sigma_a. \quad (83)$$

Напряжения в опасном сечении вычисляют по формулам:

$$\sigma_a = \sigma_u = 10^3 \cdot M / W, \quad (84)$$

$$\tau_a = \tau_K / 2 = 10^3 \cdot M_K / (2 \cdot W_K), \quad (85)$$

где $M = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2}$ - результирующий изгибающий момент, $H \cdot m$;

M_K - крутящий момент ($M_K = T$), $H \cdot m$;

W, W_K - моменты сопротивления сечения вала при изгибе и кручении, mm^3 .

Вычислим значения напряжений в опасном сечении:

$$\sigma_a = \sigma_u = 10^3 \cdot 100,446 / 12271,846 = 8,185 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = 10^3 \cdot 150,785 / (2 \cdot 24543,693) = 3,072 \text{ МПа}.$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D}, \quad (86)$$

$$\tau_{-1D} = \tau_{-1} / K_{\tau D}, \quad (87)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} - пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения (таблица 10.2 [2]);

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ - коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1) / K_V, \quad (88)$$

$$K_{\tau D} = (K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1) / K_V, \quad (89)$$

где K_{σ} и K_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации напряжений;
 $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ - коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (таблица 10.7 [2]);

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ - коэффициенты влияния качества поверхности (таблица 10.8 [2]);

K_V - коэффициенты влияния поверхностного упрочнения (таблица 10.9 [2]).

Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ} выбираем по таблице 10.10 [2].

Для тихоходного вала находим табличные значения коэффициентов:

$$K_{d\sigma} = 0,7; K_{d\tau} = 0,7; K_{F\sigma} = 1; K_{F\tau} = 1; K_V = 1.$$

Для определения значений K_σ и K_τ (таблица 10.10 [2]) воспользуемся эскизом редуктора ($t = 5 \text{ мм}$; $r = 1 \text{ мм}$; $t/r = 5$; $r/d = 1/50 = 0,02$):

$$K_\sigma = 2,45; K_\tau = 2,25.$$

Вычислим значения коэффициентов снижения предела выносливости $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (2,45 / 0,7 + 1 / 1 - 1) / 1 = 3,5;$$

$$K_{\tau D} = (2,25 / 0,7 + 1 / 1 - 1) / 1 = 3,214.$$

По формулам (88) и (89) определим пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении, принимая по таблице 10.2 [2] значения $\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 230 \text{ МПа}$:

$$\sigma_{-1D} = 410 / 3,5 = 117,143 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1D} = 230 / 3,214 = 71,562 \text{ МПа}.$$

Коэффициент влияния асимметрии цикла для рассматриваемого сечения вала $\psi_{\tau D}$ определяется по формуле:

$$\psi_{\tau D} = \psi_\tau / K_{\tau D}, \quad (90)$$

где ψ_τ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (таблица 10.2 [2]).

Вычислим коэффициент влияния асимметрии цикла для рассматриваемого сечения вала $\psi_{\tau D}$, принимая значение $\psi_\tau = 0,1$:

$$\psi_{\tau D} = 0,1 / 3,214 = 0,031.$$

По формулам (4.82) и (4.83) вычислим коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{117,143}{8,185} = 14,312;$$

$$S_\tau = \frac{71,562}{(3,072 + 0,031 \cdot 3,072)} = 22,594.$$

Для опасного сечения на тихоходном валу по формуле (80) вычислим коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{14,312 \cdot 22,594}{\sqrt{14,312^2 + 22,594^2}} = 12,1.$$

По формуле (79) проведем проверку коэффициента запаса прочности S , минимальное допускаемое значение которого принимается в диапазоне $[S] = 1,5 \dots 2,5$:

$$S = 12,1 > [S] = 1,5 \dots 2,5.$$

Так как $S > [S]$, то сопротивление усталости вала в сечении C обеспечено.

4 ВТОРОЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

4.1 Конструирование корпуса и деталей редуктора

Корпусные детали изготавливаются литьем из чугуна марки *СЧ15* или *СЧ25*, проушины для подъема и транспортировки редуктора отлиты заодно с корпусом. Корпус выполнен разъемным.

Заготовки корпуса после черновой обработки основных сопрягаемых поверхностей, подвергают обжигу. Обязательно окрашиваются необработанные поверхности. Течь по разьему предотвращают пастой «Герметик». Отклонение от плоскостей разьема $0,05$ мм, шероховатость поверхностей R_a меньше или равно 20 мкм, несовпадение осей отверстий под подшипник с плоскостью разьема $0,22$ для тихоходного вала и $0,13$ для быстроходного и промежуточного валов, поле допуска отверстий под подшипник $H7$, шероховатость под подшипник $R_a \leq 2,5$ мкм

Корпус служит для размещения в нем деталей редуктора и для обеспечения смазки зубчатой передачи и подшипников. Корпус воспринимает усилия, возникающие при работе; он должен быть достаточно прочным и жестким, так как его деформации могут вызвать перекос осей валов и вследствие этого неравномерное распределение нагрузки по длине зубьев зубчатых колес, что, в свою очередь, приводит к повышенному износу или даже поломке зубьев.

Для повышения жесткости корпуса его снаружи усиливают ребрами, располагаемыми у приливов под подшипниками.

Для удобства монтажа деталей редуктора корпус выполняется разъемным. Плоскость разьема проходит через оси валов.

Для корпуса с одной плоскостью разьема основными его деталями являются основание и крышка (иногда основание корпуса называют картером редуктора, а крышку - кожухом).

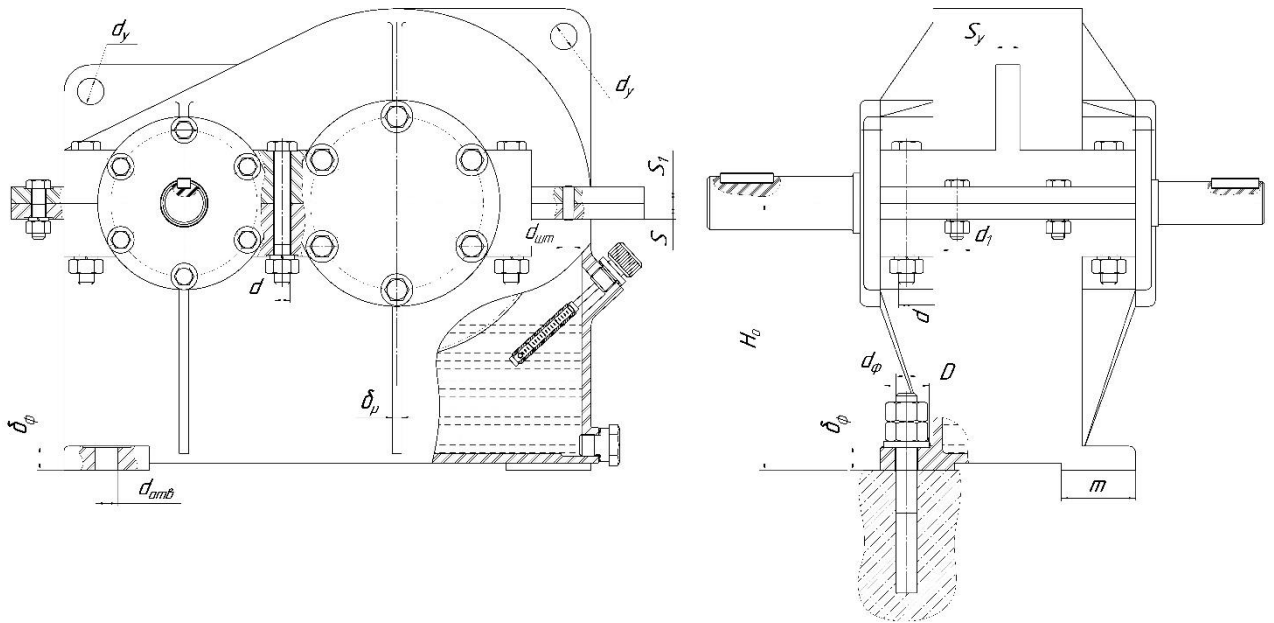


Рисунок 12 - К определению рекомендуемых соотношений размеров корпуса редуктора

4.1.1 Выбор размеров основных элементов корпуса редуктора

При конструировании корпуса редуктора для определения размеров основных его элементов воспользуемся эмпирическими соотношениями.

Толщина верхнего фланца корпуса (рисунок 12):

$$S = 1,5 \cdot \delta, \quad (93)$$

$$S = 1,5 \cdot 7,1 = 10,65 \text{ мм.}$$

Принимаем значение S :

$$S = 12 \text{ мм.}$$

Толщина фундаментных лап:

$$\delta_\phi = 2,35 \delta, \quad (94)$$

$$\delta_\phi = 16,685 \text{ мм.}$$

Принимаем значение δ_ϕ :

$$\delta_\phi = 18 \text{ мм.}$$

Толщина фланца крышки редуктора:

$$S_1 = 1,5 \delta_1, \quad (95)$$

$$S_1 = 1,5 \cdot 6,3 = 9,45 \text{ мм.}$$

Принимаем значение S_1 :

$$S_l = 10,0 \text{ мм.}$$

Диаметр болтов, стягивающих крышку и корпус в местах приливов:

$$d = 0,75 \cdot d_\phi, \quad (96)$$

$$d = 0,75 \cdot 16 = 12 \text{ мм.}$$

Диаметр болтов, стягивающих фланцы крышки и корпуса:

$$d_l = 0,6 \cdot d_\phi, \quad (97)$$

$$d_l = 0,6 \cdot 16 = 9,6 \text{ мм,}$$

$$d_l = 10 \text{ мм.}$$

Ширина опорной поверхности нижнего фланца корпуса редуктора:

$$m = K + 1,5 \delta, \quad (98)$$

$$m = 40 + 1,5 \cdot 7,1 = 50,65 \text{ мм,}$$

$$m = 56 \text{ мм.}$$

Толщина ребер корпуса:

$$\delta_p = (0,8 \dots 1,0) \delta, \quad (99)$$

$$\delta_p = 1,0 \cdot 7,1 = 7,1 \text{ мм.}$$

Высота центров:

$$H_o = 1,06 a_w, \quad (100)$$

$$H_o = 1,06 \cdot 160 = 169,6 \text{ мм,}$$

с учетом требований по увеличению размеров масляной ванны значение высоты центров принимаем:

$$H_o \approx 200 \text{ мм.}$$

Для исключения сдвига крышки относительно корпуса на верхнем фланце устанавливаются 2 цилиндрических штифта.

Диаметр штифта d_{um} :

$$d_{um} = 0,7 \cdot d_l, \quad (101)$$

$$d_{um} = 0,7 \cdot 10 = 7 \text{ мм.}$$

Ближайшее значение стандарта для штифта $d_{um} = 8 \text{ мм}$. На торцевых стенках ставим штифт (исполнение 2) 2.8 x 25 ГОСТ 3129-70.

4.1.2 Выбор размеров основных элементов крышки редуктора

Толщина уха (элемент для строповки на крышке корпуса) рассчитывается по формуле:

$$S_y = 2,5 \cdot \delta \quad (102)$$

$$S_y = 2,5 \cdot 7,1 = 17,75 \text{ мм.}$$

Принимаем значение толщины уха:

$$S_y = 18 \text{ мм.}$$

Диаметр отверстия в ухе:

$$d_y = 3 \cdot \delta_l \quad (103)$$

$$d_y = 3 \cdot 6,3 = 18,9 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр отверстия в ухе:

$$d_y = 20 \text{ мм}$$

Радиус скругления уха $R_y = d_y = 20 \text{ мм}$.

Во фланце крышки сверлятся 6 отверстий под стяжные болты диаметром 13 мм и 5 отверстий диаметром 11 мм.

4.1.3 Конструирование зубчатых колес

При конструировании зубчатых колес будем использовать соотношения, размещенные в таблице 17 [1].

Рассчитаем основные параметры зубчатого колеса (рисунок 13), учитывая, что предварительно были рассчитаны значения b_2 , D_{CT} , l_{CT} :

а) толщина обода $S = (2,5 \dots 4) \cdot m$:

$$S = 4 \cdot m = 4 \cdot 2 = 8 \text{ мм;}$$

б) толщина диска $C = (0,2 \dots 0,3) \cdot b_2$:

$$C = 0,23 \cdot b_2 = 0,23 \cdot 52 = 11,96 \text{ мм;}$$

принимаем $C = 12 \text{ мм}$;

в) фаска по торцам зубчатого венца $f = 0,5 \cdot m$:

$$f = 0,5 \cdot 2 = 1 \text{ мм;}$$

г) фаска по краю обода $f_{OB} = 0,5 \cdot m$:

$$f_{OB} = 0,5 \cdot 2 = 1 \text{ мм;}$$

д) фаска по краю ступицы $f_{CT} = (0,03 \dots 0,05) \cdot d_{CP2}$:

$$f_{CT} = 0,036 \cdot d_{CP2} = 0,035 \cdot 56 = 1,96 \text{ мм};$$

принимаем $f_{CT} = 2 \text{ мм}$;

е) радиус закруглений $R \geq 6 \text{ мм}$;

ж) диаметр отверстий в диске $d_0 = 0,2 \cdot (D_0 - D_{CT})$:

$$d_0 = 0,2 \cdot (207 - 90) = 23,4;$$

принимаем $d_0 = 24 \text{ мм}$;

з) штамповочные уклоны $\gamma \geq 7^\circ$.

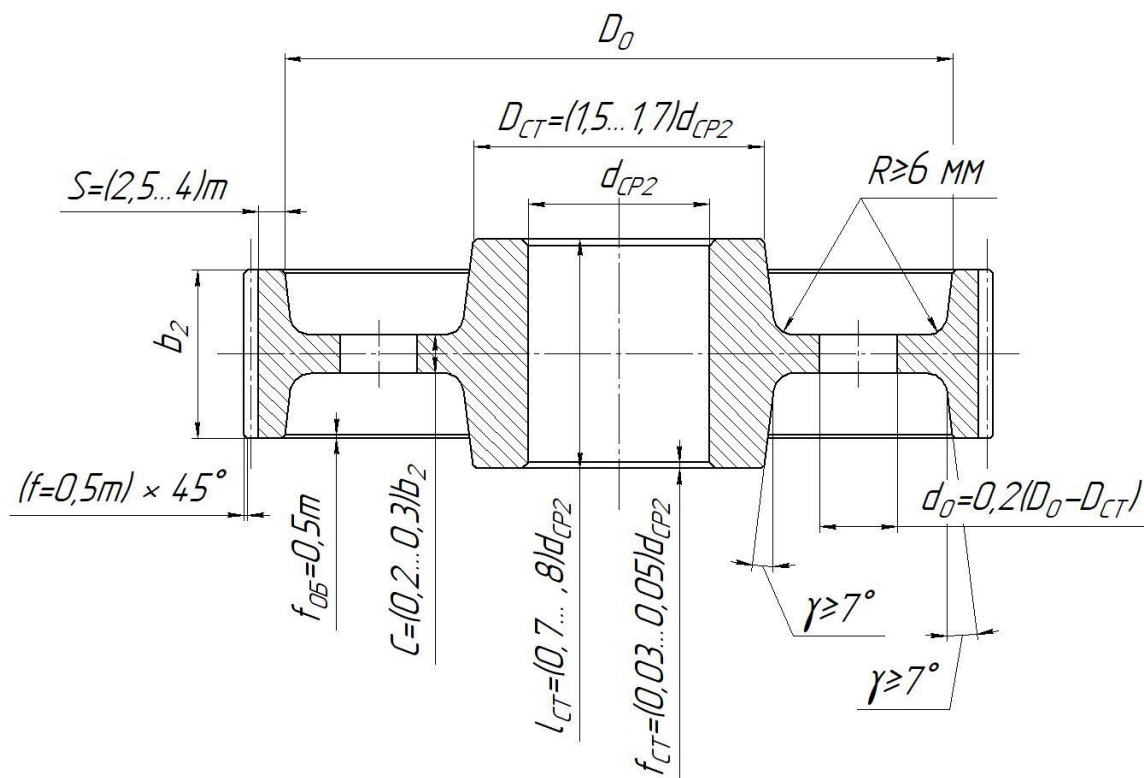


Рисунок 13 - Зубчатое колесо

4.1.4 Установка крышек подшипниковых узлов

Для герметизации подшипниковых узлов редуктора, осевой фиксации подшипников и восприятия осевых нагрузок применяют крышки, которые бывают двух видов – привертными и закладными. Те и другие выполняют глухими или с отверстием для выходного конца вала. Размеры крышек определяют в зависимости от диаметра наружного кольца подшипника или стакана. Привертные крышки устанавливаются в подшипниковые гнезда и

своим фланцем крепятся винтами к торцевым поверхностям бобышек корпуса. Во избежание защемления подшипников или чрезмерных осевых люфтов необходимо между одной из крышек и торцевой поверхностью бобышки корпуса ставить металлическую прокладку или набор тонких прокладок из жести, калиброванной латуни или же плотной бумаги

Крышки подшипников изготавливают из чугуна марки СЧ15, допускается изготовление крышек из стали.

На тихоходный вал устанавливаются крышки – Крышка 2- 110 х46 ГОСТ 11641-73 и Крышка 21- 110 ГОСТ 18511-73. В крышке с отверстием (крышка 2- 110 х46 ГОСТ 11641-73) установлено кольцевое уплотнение – Кольцо СП-57-44-5 ГОСТ 6308-71.

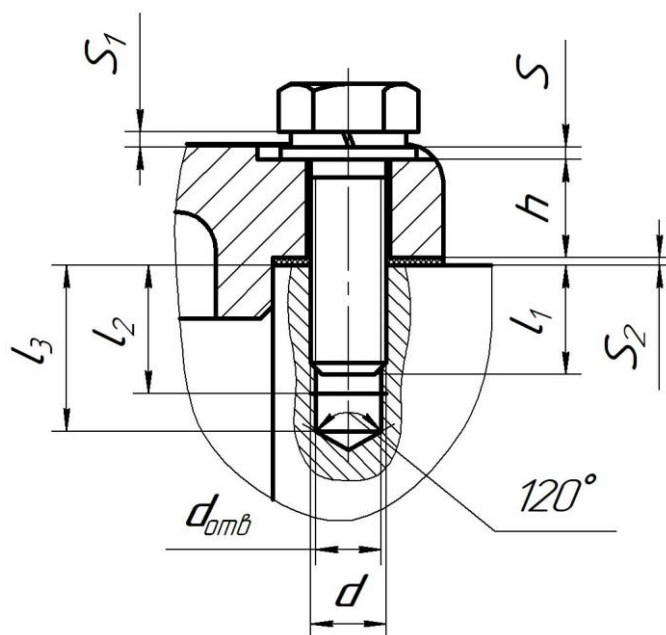


Рисунок 14 – Определение размеров болта для прикручивания подшипниковых крышек

Крепление крышек осуществляется болтами. Глубина вкручивания болта l_1 (рисунок 14) зависит от материала:

$$l_1 = 1,0 \cdot d \text{ - для стали;}$$

$$l_1 = 1,25 \cdot d \text{ - для чугуна;}$$

где d – диаметр болта.

Минимальная расчетная длина болта l_{min} определяется следующим образом:

$$l_{min} = S + S_1 + S_2 + h + l_1,$$

где S – толщина шайбы;

S_1 – толщина шайбы стопорной;

S_2 – толщина прокладки;

h – толщина фланца крышки в месте прикручивания;

l_1 – глубина вкручивания болта.

Определим размеры болта для крепления подшипниковых крышек, учитывая следующие размеры $d = 10$ мм; $S = 2,5$ мм; $h = 13$ мм; $l_1 = 1,25 \cdot d = 1,25 \cdot 10 = 12,5$ мм:

$$l_{min} = 2,5 + 13 + 12,5 = 28 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда выбираем ближайшее большее значение длины болта l_6 при условии:

$$l_6 \geq l_{min}.$$

Ближайшее стандартное значение длины болта равно $l_6 = 28$ мм.

Для крепления подшипниковых крышек ведомого вала используем болты – Болт М10х1,25-6gx28 ГОСТ 7798-70, между головкой болта и крышкой устанавливаем шайбу - Шайба А 10.37 ГОСТ 110450-78 и шайбу стопорную – Шайба 10 ГОСТ 6402-70.

На быстроходный вал устанавливаются крышки – Крышка 2-90х36 ГОСТ 11641-73 и Крышка 21-90 ГОСТ 18511-73. В Крышке 2-90х36 ГОСТ 11641-73 установлено кольцевое уплотнение – СП-47-34-5 ГОСТ 6308-71.

Крепление подшипниковых крышек ведущего вала осуществляется болтами – Болт М8-6gx22 ГОСТ 7798-70, между головкой болта и крышкой устанавливаем шайбу - Шайба А 8.37 ГОСТ 110450-78 и шайбу стопорную – Шайба 8 ГОСТ 6402-70.

При оформлении местных разрезов в местах болтовых соединений необходимо учитывать следующие соотношения:

$$\text{глубина сверленного отверстия } l_2 = l_1 + b \cdot P,$$

глубина нарезки резьбы $l_3 = l_1 + 2 \cdot P$,

где P - шаг резьбы.

Для простоты можно использовать следующие соотношения:

глубина сверленного отверстия $l_2 = l_1 + 0,75 \cdot d$,

глубина нарезки резьбы $l_3 = l_1 + 0,25 \cdot d$.

4.1.5 Конструирование валов

При проведении первого этапа эскизной компоновки были определены некоторые основные размеры отдельных участков валов.

При отработке конструкции валов необходимо решить способ фиксации деталей, соприкасающихся с валом, и самого вала от осевого перемещения.

Валы выполняют в виде отдельной детали или заодно с зубчатым колесом. Экономически монолитная конструкция вала с зубчатым колесом выгодна, только если диаметр детали ненамного превышает диаметр средней части вала.

С целью фиксации положения колеса на валу изготавливают заплечик, что упрощает установку колеса на вал - при сборке колесо доводят до упора в торец заплечика. При коротких ($l_{CT} / D_{CT} < 0,7$) ступицах торец заплечика определяет не только положение колеса, но и точность его расположения относительно вала.

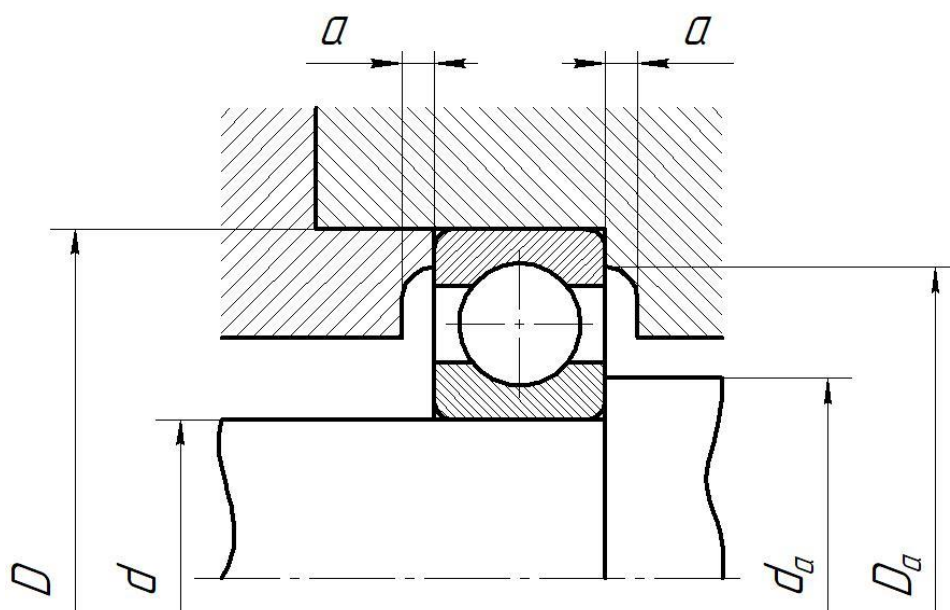


Рисунок 15 – К определению величины заплечиков

Размеры заплечиков для подшипников ГОСТ 8338-75 (рисунок 15) определяем в соответствии с ГОСТ 20226-82 (таблица 3).

Таблица 3 - Размеры заплечиков для подшипников ГОСТ 8338-75 серии диаметров 3.

d	D	da		Da		a , наим.
		наим.	наиб.	наиб.	наим.	
20	52	26,0	27,0	45,0	-	2,0
25	62	31,0	33,0	55,0	-	
30	72	36,0	39,0	65,0	-	
35	80	42,0	44,0	71,0	-	
40	90	47,0	51,0	81,0	80,0	
45	100	52,0	56,0	91,0	89,0	
50	110	60,0	63,0	100,0	98,0	
55	120	65,0	67,0	110,0	109,0	3,0
60	130	72,0	75,0	118,0	116,0	
65	140	76,0	78,0	128,0	125,0	
70	150	81,0	85,0	138,0	136,0	
75	160	86,0	93,0	148,0	144,0	
80	170	91,0	99,0	158,0	155,0	
85	180	98,0	103,0	166,0	163,0	
90	190	103,0	111,0	176,0	172,0	
95	200	109,0	119,0	186,0	180,0	

На рисунке 16 показано осевое фиксирование колеса 1 заплечиком 2 вала 3, распорной втулкой 4 и торцом внутреннего кольца подшипника 5. Между уступом вала и торцом ступицы колеса предусматривают зазор C для гарантии контакта. Зазор δ между диаметром вала и диаметром отверстия подшипниковой крышки выполнить в пределах 0,5 ... 1 мм.

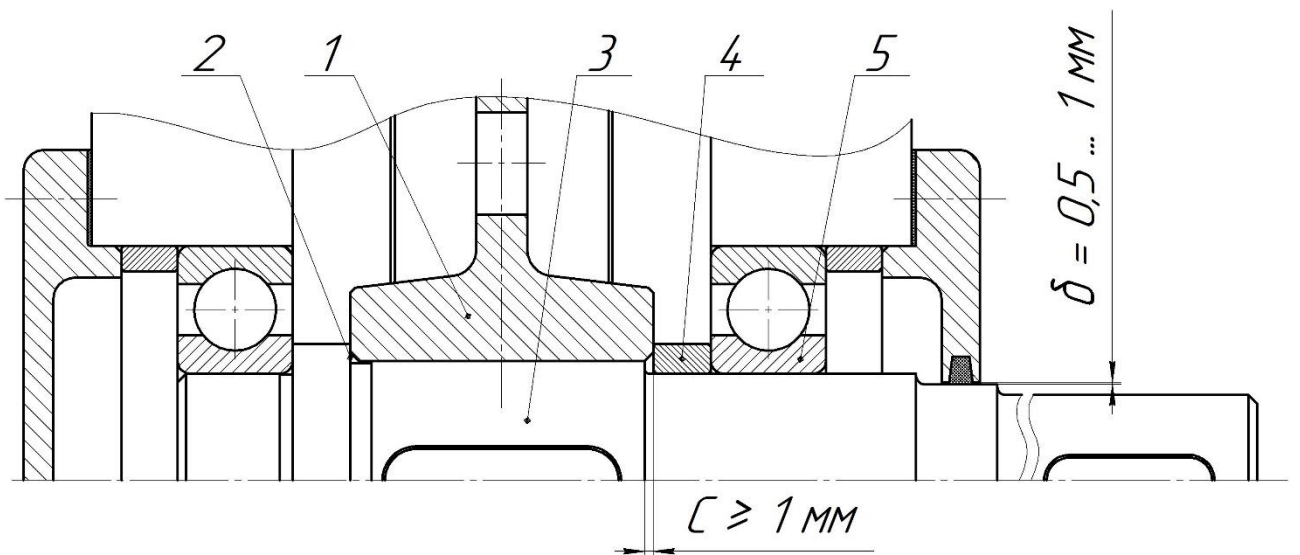


Рисунок 16 – Схема к обоснованию конструкции вала и выбора зазора С

4.1.6 Расчет шпоночных соединений

В соответствии с ГОСТ 23360-78 выбираем призматические шпонки (исполнение 1) в зависимости от диаметров валов, на которых они будут установлены (рисунок 17).

Проверочный расчет шпоночных соединений производится на смятие, так как напряжение среза для стандартных шпонок менее опасно.

Напряжение смятия и условие прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot M}{d \cdot F_{см}} = \frac{2 \cdot M}{d (h - t_1) l_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (92)$$

где l_p - расчетная длина шпонки;

d - диаметр вала;

h - высота шпонки;

T - вращающий момент;

$[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжения смятия ($[\sigma_{см}] = 60 \dots 90 \text{ МПа}$).

Выбираем допускаемое напряжения смятия $[\sigma_{см}] = 70 \text{ МПа}$.

Быстроходный вал $d_{кл} = 32 \text{ мм}$:

$b = 10 \text{ мм}$; $h = 8 \text{ мм}$; $t_1 = 5 \text{ мм}$; $t_2 = 3,3 \text{ мм}$; $l_p = 36 \text{ мм}$; $M = T_1 = 62,167 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

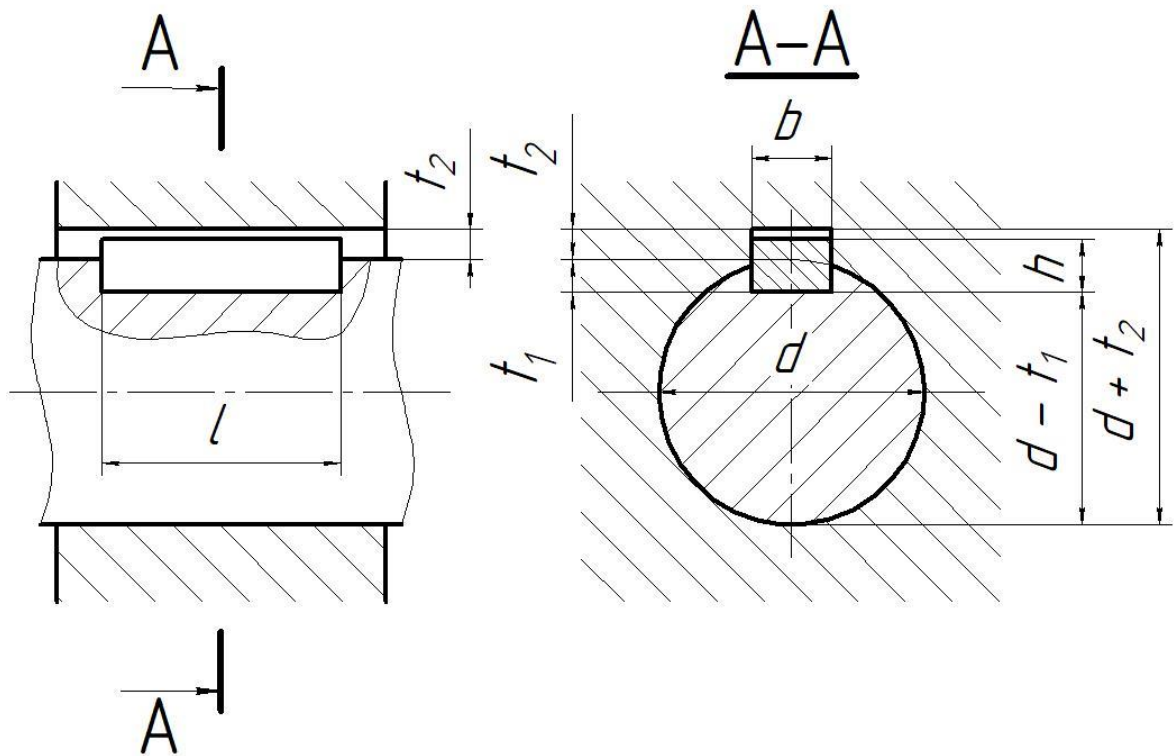


Рисунок 17 – Схема шпоночного соединения

Произведем проверку на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 62,167 \cdot 1000}{32 \cdot (8 - 5) \cdot 36} = 35,976 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{см} = 35,076 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 70 \text{ МПа}.$$

Условие выполнено. Выбрана Шпонка 10 x 8 x 36 ГОСТ 23360-78.

Тихоходный вал:

а) диаметр консольной части вала $d_{к2} = 40 \text{ мм}$:

$$b = 12 \text{ мм}; h = 8 \text{ мм}; t_1 = 5 \text{ мм}; l_p = 40 \text{ мм}; M = T_2 = 150,787 \text{ Н·м}.$$

Произведем проверку на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 150,785 \cdot 1000}{40 \cdot (8 - 5) \cdot 40} = 62,827 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{см} = 62,827 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 70 \text{ МПа}.$$

Условие выполнено. Выбрана Шпонка 12 x 8 x 40 ГОСТ 23360-78.

б) диаметр средней части вала $d_{ср2} = 56 \text{ мм}$:

$$b = 16 \text{ мм}; h = 10 \text{ мм}; t_1 = 6 \text{ мм}; l = 63 \text{ мм}; M = T_2 = 150,787 \text{ Н·м}.$$

Произведем проверку на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 150,785 \cdot 1000}{56 \cdot (10 - 6) \cdot 63} = 21,37 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{см} = 21,37 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 70 \text{ МПа}.$$

Условие выполнено. Выбрана Шпонка 16 x 10 x 63 ГОСТ 23360-78.

На чертеже в программе Компас шпонка, являясь стандартным изделием, устанавливается следующим образом: **Приложения - Стандартные изделия - Вставить элемент - Подшипники и детали машин – Шпонки - Призматические шпонки – Шпонки ГОСТ 23360-78 – Шпонка ГОСТ 23360-78 исп 1**. Диаметр шпонки указывается вручную (рисунок 18), стандартная длина шпонки выбирается из предложенного списка. Перед установкой шпонки выбирается вид «Сверху». После установки шпонки обязательно поместить данные о ней во внутреннюю спецификацию чертежа.

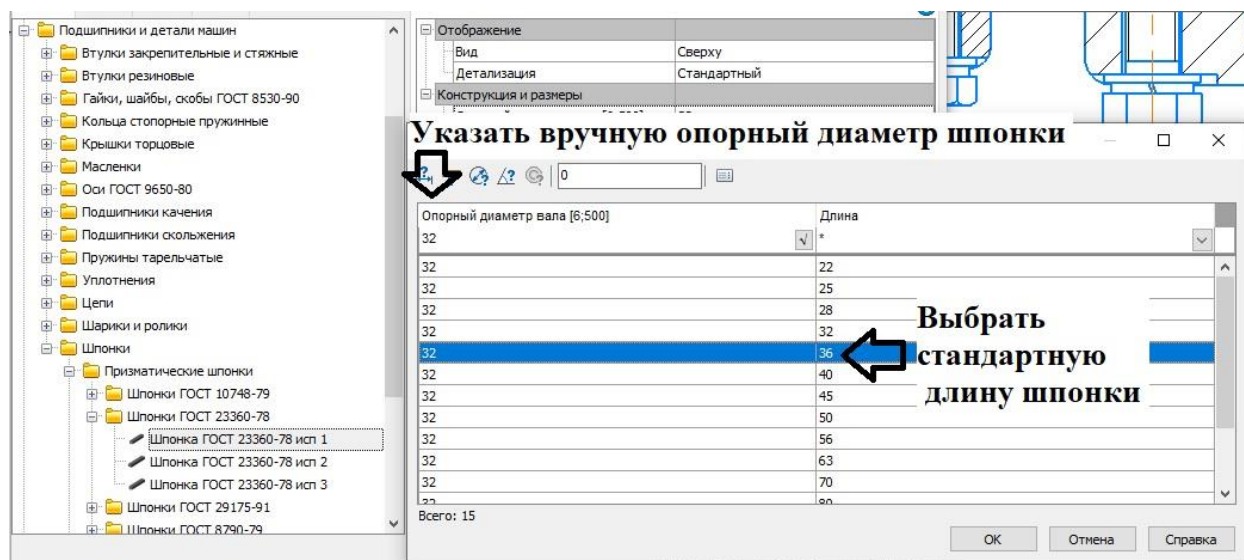


Рисунок 18 – Выбор шпонки в программе «Компас»

4.1.7 Выполнение сечений валов в местах установки шпонок

В местах установки шпонок выполняются сечения валов. В программе «Компас» сделать это возможно следующим образом: в области инструментальной панели «Обозначения» нажимается кнопка «Линия разреза/сечения» (рисунок 19), после чего, в соответствии с подсказками, последовательно указываются: начальная и конечная точки линии разреза,

положение стрелок, точка привязки вида. После указанных действий создается новый вид, например, с именем «Разрез Б-Б», в котором вычерчивается сечение вала (рисунок 20).

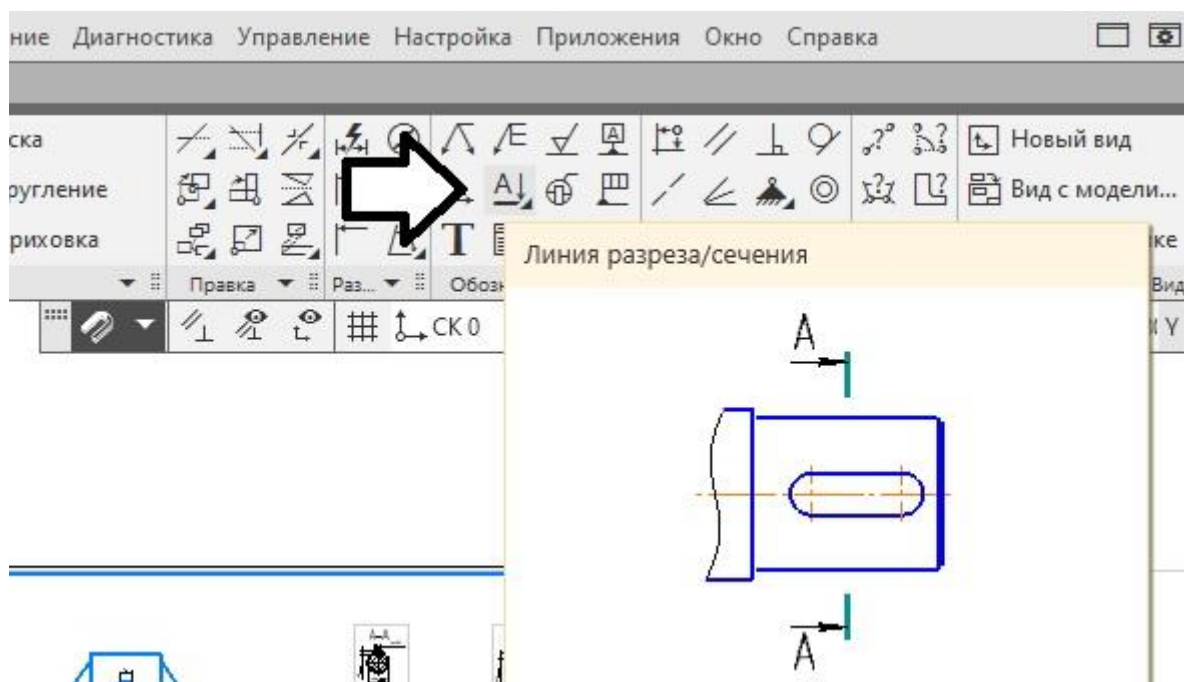


Рисунок 19 – Вызов команды «Линия разреза/сечения»

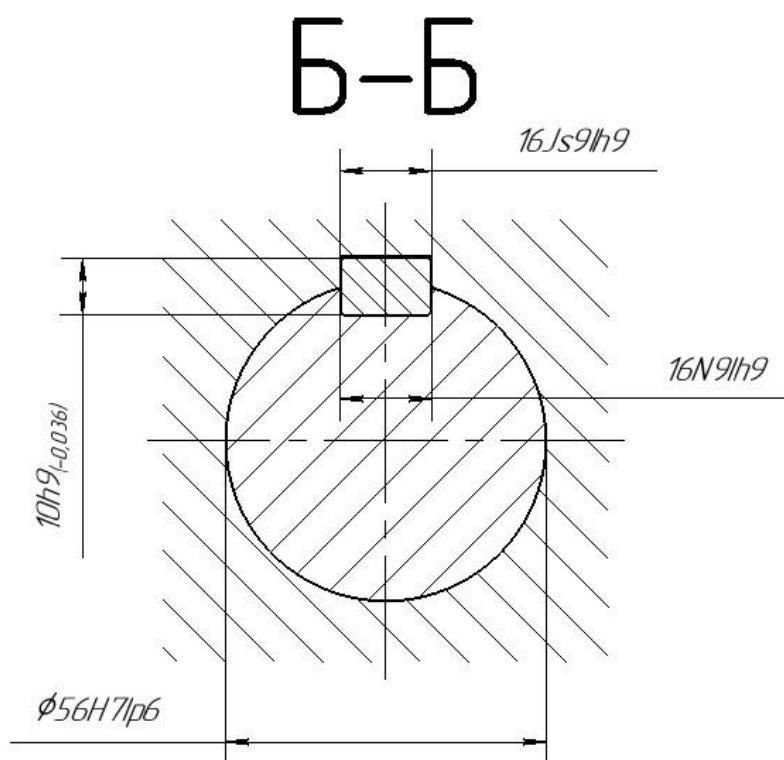


Рисунок 20 – Пример выполнения сечения вала

4.2 Определение допусков и посадок основных деталей редуктора

В соответствии с ГОСТ 25347-82 зубчатое колесо устанавливается на валу с натягом $H7/p6$ в системе отверстия.

В соответствии с ГОСТ 3325-85 для подшипников, являющихся стандартными узлами, установлены следующие классы точности – 0, 6, 5, 4, 2. В случае вращения вала внутренне кольцо подшипников устанавливается на цапфе вала с некоторым натягом, например, $L0/n6$, $L0/m6$, $L0/k6$. Возможно использование переходной посадки с большой вероятностью натяга $L0/js6$. Внешние кольца подшипников устанавливаются в корпусе с посадкой с зазором $G7/l0$, скользящими посадками – $H9/l0$, $H7/l0$, переходной посадкой – $Js7/l0$.

В соответствии с ГОСТ 23360-78 для призматических шпонок установлены следующие допуски: ширина шпонки $b - h9$; высота шпонки $h - h9$, $h11$; длина шпонки $l - h11$. Все виды шпоночных соединений образуются в системе вала. Вид шпоночного соединения выбирается в зависимости от его функционального назначения с учетом технологии сборки. Для предпочтительного применения стандартом предусмотрено три вида соединения: свободное, нормальное и плотное.

Свободное соединение - соединение с гарантированным зазором для возможности перемещения втулки вдоль вала со шпонкой. Соединение подвижное. Для ширины паза на валу задается поле допуска $H9$ (посадка $H9/h9$), для ширины паза втулки - $D10$ (посадка $D10/h9$).

Нормальное соединение - соединение с переходной посадкой, с большей вероятностью в получении зазора, не требующее частых разборок. Соединение неподвижное. Для ширины паза на валу задается поле допуска $N9$ (посадка $N9/h9$); для ширины паза втулки - $Js9$ (посадка $Js9/h9$).

Плотное соединение - соединение с переходной посадкой, с приблизительно равной вероятностью получения зазоров и натягов, применяющееся при редких разборках и реверсивных нагрузках. Соединение

неподвижное. Для ширины паза вала и втулки задается одно и то же поле допуска $P9$.

Длина пазов вала и отверстия под шпонку изготавливается с полем допуска $H15$, глубина пазов вала и отверстия - с полем допуска $H12$. Посадку шпонки на валу по длине выбираем равной $H15/h11$.

Выбираем нормальные шпоночные соединения.

4.3 Выбор муфты

Тип и размер муфты выбирается по номинальному диаметру вала, величине расчетного вращающего момента T_p , частоте вращения и условиям:

$$T_p = T_{ном} + T_{дин} = K_p \cdot T_{ном} < [T], \quad (91)$$

где $T_{ном}$ – номинальный длительно действующий вращающий момент (известные вращающие моменты на входном и выходном валах);

$T_{дин}$ – динамическая составляющая вращающего момента;

K_p – коэффициент режима работы, учитывающий динамические нагрузки в условиях эксплуатации;

$[T]$ – допускаемое значение вращающего момента, передаваемое муфтой выбранного вида и типоразмера.

Подбираем муфту для соединения входного вала с валом электродвигателя. При выборе такой муфты необходимо учитывать ее динамические качества - размеры и массу, которые должны быть минимальными, т. е. муфта должна иметь минимальный маховой момент.

Исходные данные:

Вращающий момент на быстроходном валу:

$$T_{ном} = T_1 = 62,167 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Диаметр вала: $d = d_{к1} = 32 \text{ мм}$.

Расчётный крутящий момент, с учетом выбранного коэффициента режима работы $K_p = 1,5$:

$$T_p = 62,167 \cdot 1,5 = 93,251 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Предварительно выбираем следующую муфту (рисунок 19): Муфта втулочная 2-180-32-У3 ГОСТ 24246-96, $M_{кр} = 180 \text{ Н}\cdot\text{м}$: посадочное отверстие $d = 32 \text{ мм}$; внешний диаметр $D = 48 \text{ мм}$; климатического исполнения У; категория 3; допустимая окружная скорость $V_M = 70 \text{ м/с}$.

Проведем проверку соответствия муфты по окружной скорости:

$$V_{MP} = \pi \cdot n_1 \cdot D / 60 = \pi \cdot 1460 \cdot 0,048 / 60 = 3,669 \text{ м/с.}$$

$$V_{MP} = 3,66 \text{ м/с} < V_M = 70 \text{ м/с}$$

Муфта соответствует требуемым условиям.

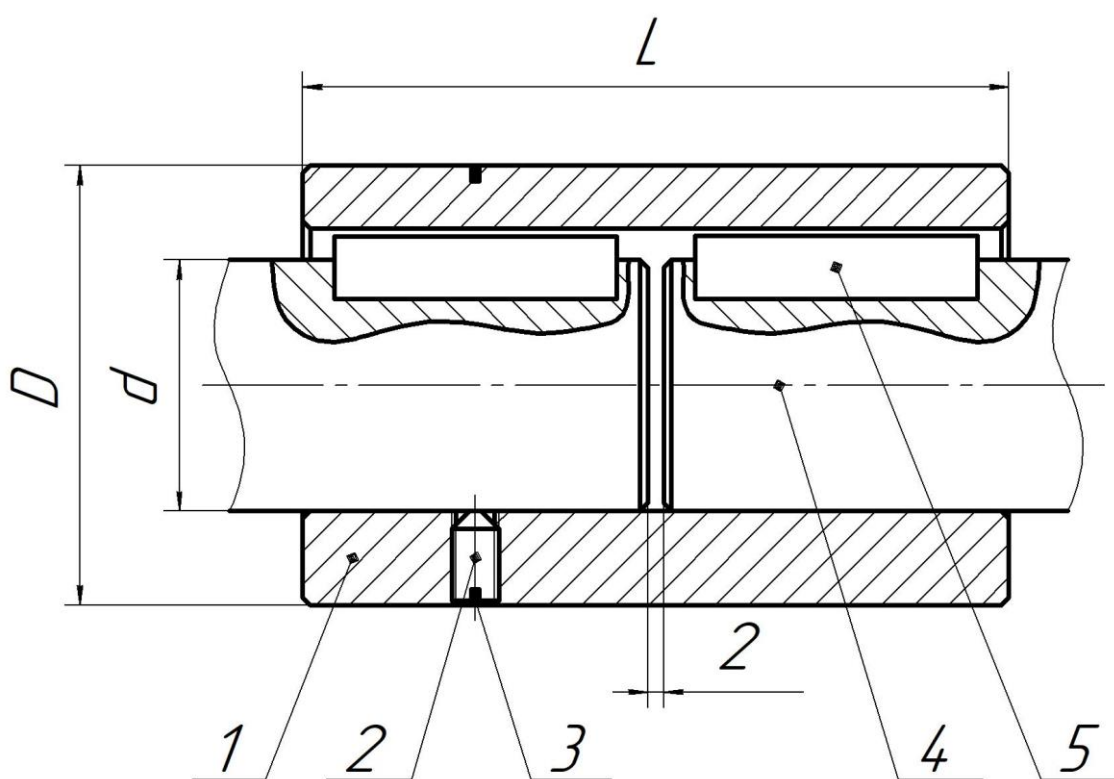



Рисунок 19 - Муфта втулочная типа 2, исполнения 1,2:

1 - втулка; 2 - винт; 3 - кольцо; 4 - вал; 5 - шпонка

4.4 Оформление чертежа

4.4.1 Заполнение технических требований

Заполнение технических требований и другой характеризующей информации об редукторе можно выполнить следующим образом: в основном меню выбрать следующую команду **Оформление – Технические требования –**

Задать/изменить, после чего появится окно для внесения текстовой информации. Рекомендуется нажатием кнопки «» войти в параметры списка и в окне «Тип номера» указать «Не использовать», после чего нажать клавишу «Применить». Переместить текстовую информацию на чертеже возможно следующим образом: в основном меню выбрать следующую команду **Оформление – Технические требования – Разместить**, после чего, разместив указатель мыши на поле текста, можно его захватить и перенести на новое место, можно также изменить размеры окна. Пример текста приведен в приложении 1.

4.4.2 Заполнение спецификации

Спецификация выполняется на отдельных листах и заполняется в соответствии с ГОСТ 2.106-96 ЕСКД «Текстовые документы» (приложение 2). Для заполнения раздела «Стандартные изделия» рекомендуется использовать внутреннюю спецификацию программы «Компас»

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Доценко С.М., Волков С.П., Ковалева Л.А. Расчет и конструирование привода общего назначения. Методические указания по курсовому проектированию / С.М. Доценко, С.П. Волков, Л.А. Ковалева. – Благовещенск: Амурский гос. ун-т, 2017.

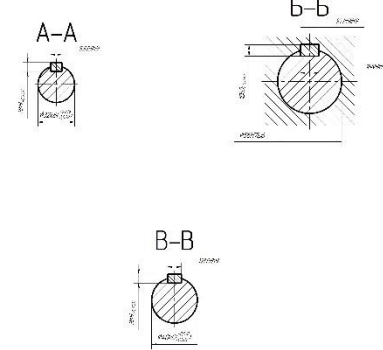
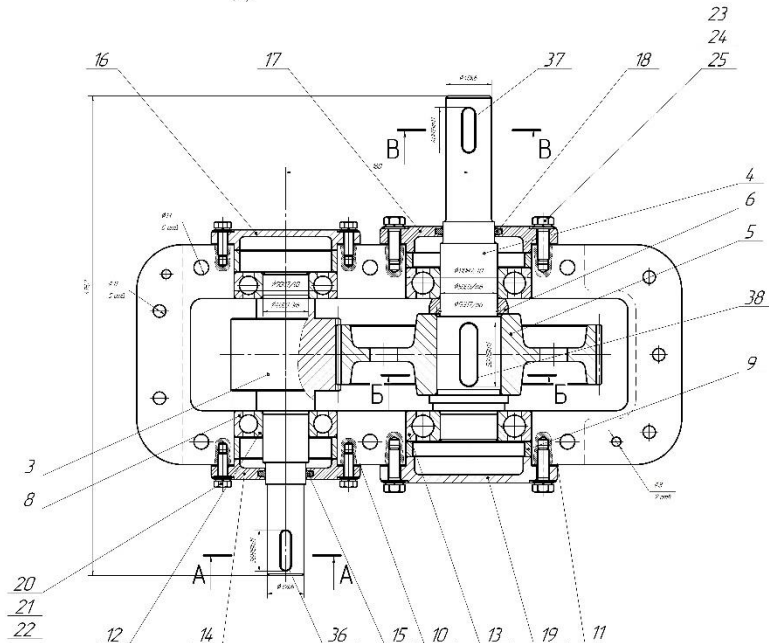
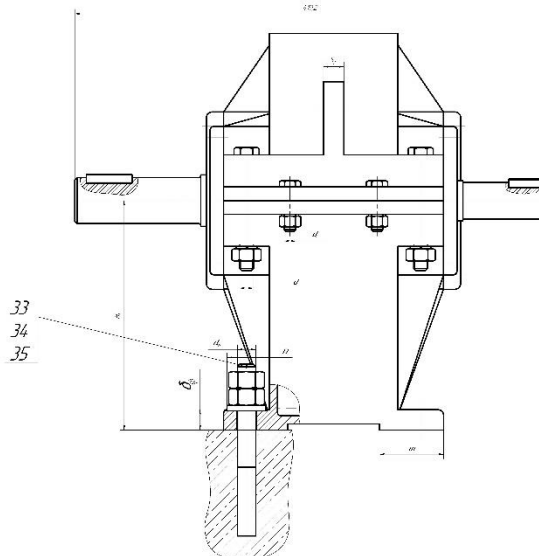
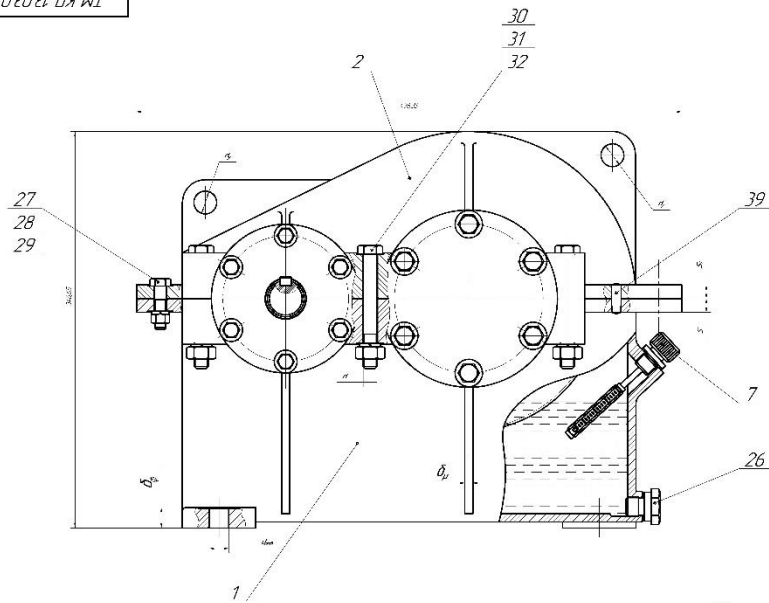
2 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 9-е изд. перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 496 с.

3 Тюняев, А.В. Детали машин [Электронный ресурс]: учеб. / А.В. Тюняев, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург: Лань, 2013. — 736 с.

4 Гурин, В. В. Детали машин. Курсовое проектирование. Книга 1 [Электронный ресурс]: учебник / В.В. Гурин, В.М. Замятин, А.М. Попов. — Электрон. текстовые данные. — Томск: Томский политехнический университет, 2009. — 367 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

СБОРОЧНЫЙ ЧЕРТЕЖ РЕДУКТОРА



- Технические характеристики**
- 1. Вращательный момент на тихоходном валу Н*м 148
 - 2. Частота вращения выходного вала об/мин 60
 - 3. Общее передаточное число редуктора 2,478
 - 4. Степень точности изготовления передачи 7
 - 5. Масса редуктора, кг 31

- Характеристики зубчатого зацепления**
- 1. Делительный диаметр $d_1 = 96$ мм, $d_2 = 228$ мм
 - 2. Количество зубьев $z_1 = 46$, $z_2 = 114$, $m = 2$

- Технические требования**
- 1. При окончательной сборке плоскость разьема покрыть герметиком УИ 34 / УИ 1 24.285-80.
 - 2. Течь масла по плоскости разьема крышек не допускается.
 - 3. После установки маслоказателя, скважные отверстия залить герметиком.
 - 4. Необрабатываемые поверхности красить внутри редуктора масляной краской, снаружи серой нитроэмалью ПФ-115 ГОСТ 6465-76.
 - 5. При сборке залить масло ИГ А-32 в объеме 3,55 л.

				TM КП 13.03.02		
Изм.	№ изм.	Дата	Исполн.	Лист	Извест.	Исполн.
1	1	18.08.11		1		12
2	1	18.08.11				
3	1	18.08.11				
4	1	18.08.11				
5	1	18.08.11				
				Редукторы для станков и аппаратуры с внешним приводом электрическим		
				АМТ, гп. XXX-08X		

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

СПЕЦИФИКАЦИЯ

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
				Документация				
A1			КП.ТМ.13.03.02 000 СБ	Редуктор, чертёж общего вида				
A4			КП.ТМ.13.03.02 000 ПЗ	Расчётно-пояснительная записка				
				<u>Детали</u>				
		1	КП.ТМ.13.03.02 001	Корпус СЧ 15 ГОСТ 14.12-85	1			
		2	КП.ТМ.13.03.02 002	Крышка корпуса СЧ 15 ГОСТ 14.12-85	1			
		3	КП.ТМ.13.03.02 003	Вал - шестерня Сталь 45 ГОСТ 1050-88	1			
		4	КП.ТМ.13.03.02 004	Вал тихоходный Сталь 45 ГОСТ 1050-88	1			
		5	КП.ТМ.13.03.02 005	Колесо зубчатое Сталь 45 ГОСТ 1050-88	1			
		6	КП.ТМ.13.03.02 006	Кольцо распорное Сталь 45 ГОСТ 1050-88	1			
		7	КП.ТМ.13.03.02 007	Маслоуказыватель жезловый	1			
		8	КП.ТМ.13.03.02 008	Кольцо распорное Сталь 45 ГОСТ 1050-88	2			
				КП ПМ 13.03.02 000				
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата				
Разраб.		Иванов И.И.			Редуктор одноступенчатый с внешним прямым зацеплением	Лист	Лист	Листов
Провер.		Кузьмин И.Н.						
Н.контр		Кузьмин И.Н.				АМГУ гр. ХХХ-одХ		
Утв.								

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		9	КП.ТМ.13.03.02 009	Кольцо распорное	2	
				Сталь 45 ГОСТ 1050-88		
		10	КП.ТМ.13.03.02 010	Прокладка регулировочная,	2	
				комплект		
		11	КП.ТМ.13.03.02 011	Прокладка регулировочная,	2	
				комплект		
				Стандартные изделия		
		12		Подшипник 308 ГОСТ 8338-75	2	
		13		Подшипник 310 ГОСТ 8338-75	2	
		14		Крышка 2- 90 х36 ГОСТ 11641-73	1	
		15		Кольцо СП-4 7-34-5 ГОСТ 6308-71	1	
		16		Крышка 21- 90 ГОСТ 18511-73	1	
		17		Крышка 2- 110 х46 ГОСТ 11641-73	1	
		18		Кольцо СП-57-44-5 ГОСТ 6308-71	1	
		19		Крышка 22- 110 ГОСТ 18511-73	1	
		20		Болт М8х1,25-6дх25 ГОСТ 7798-70	12	
		21		Шайба 8 ГОСТ 6402-70	12	
		22		Шайба А 8.37 ГОСТ 10450-78	12	
		23		Болт М10х1,25-6дх32 (S16)	12	
				ГОСТ 7798-70		
		24		Шайба 10 ГОСТ 6402-70	12	
		25		Шайба А 10.37 ГОСТ 10450-78	12	
		26		Пробка 2-Б 3/8-Ст3Гпс	1	
				ОСТ 26.260.460-99		
		27		Болт М10-6дх38 ГОСТ 7798-70	5	
		28		Шайба 10 ГОСТ 6402-70	5	
				КП ПМ 00 СБ		Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.			Дата

Кузьмин Игорь Николаевич

доцент кафедры СТиОТД АмГУ, канд. техн. наук

Доценко Сергей Михайлович

профессор кафедры СТиОТД АмГУ, доктор техн. наук, профессор

Луганцева Татьяна Анатольевна,

доцент кафедры СТиОТД АмГУ, канд. техн. наук, доцент

Ковалева Людмила Альбертовна,

доцент кафедры дизайна АмГУ, канд. техн. наук

**Компоновочное проектирование одноступенчатых редукторов с внешним
прямозубым цилиндрическим зацеплением использованием программы
«Компас»**

Учебно-методическое пособие

Изд-во АмГУ.

Усл. печ. л. 4,38