

*Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Тихоокеанский государственный университет»*

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ
ОДНОСТУПЕНЧАТЫМ РЕДУКТОРОМ

Учебное пособие к выполнению курсовой работы

Хабаровск
Издательство ТОГУ
2008

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Тихоокеанский государственный университет»
Институт транспорта и энергетики

Утверждаю в печать
Ректор университета
проф. _____ С. Н. Иванченко
« _____ » _____ 2008 г.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ
ОДОСТУПЕНЧАТЫМ РЕДУКТОРОМ

Учебное пособие к выполнению курсовой работы
по дисциплине «Теория механизмов и детали машин»

Разработчик С. А. Губарь

Рассмотрено и рекомендовано к изданию
кафедрой «Детали машин»
« 30 » сентября 2008 г.
Завкафедрой «Детали машин»

А. В. Фейгин

Рассмотрено и рекомендовано к изданию
учебно – методическим советом
института транспорта и энергетики
« _____ » _____ 2008 г.
Председатель совета

А. В. Фейгин

Хабаровск
Издательство ТОГУ
2008

УДК 621. 81. (075)

Проектирование привода с цилиндрическим одноступенчатым редуктором: учебное пособие к выполнению курсовой работы по деталям машин для студентов немеханических специальностей / сост. С. А. Губарь. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2008. – с.

Учебное пособие составлено на кафедре «Детали машин», на основе требований государственных образовательных стандартов и в соответствии с программой дисциплин «Теория механизмов и детали машин» для студентов специальностей ОДД, ОП, ОГР, выполняющих курсовую работу по деталям машин. Рассматривается методика проектирования на примере привода, состоящего из двигателя, редуктора с цилиндрической прямозубой передачей и открытой передачи.

Особое внимание уделено порядку разработки эскизного проекта редуктора и расчету размеров элементов корпуса. Приводятся необходимые обоснования и принятию проектных решений.

Печатается в соответствии с решениями кафедры «Детали машин» методического совета института транспорта и энергетики.

Главный редактор Л. А. Суевалова
Редактор
Компьютерная верстка И. Ю. Кисюк

Подписано в печать Формат 60х84 1/16.
Бумага писчая. Гарнитура «Таймс». Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,93. Тираж 350 экз. Заказ

Издательство Тихоокеанского государственного университета.
680035, Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136

Отдел оперативной полиграфии издательства Тихоокеанского государственного университета. 680035, Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136.

© Тихоокеанский государственный
университет, 2008

ВВЕДЕНИЕ

Курсовая работа по деталям машин является первой самостоятельной проектной работой студентов, в которой приходится в комплексе решать реальную инженерную задачу, охватывающую все этапы проектирования: от получения технического задания, выбора схемы привода, через многовариантность проектных решений до разработки рабочей документации, позволяющей изготовить проектируемое изделие. Отсутствие опыта решения подобных задач и опыта организации индивидуальной самостоятельной работы у студентов, а также то, что курсовая работа выполняется параллельно с изучением теоретического курса обуславливает необходимость создания пособий, позволяющих в короткое время и при ограниченном объеме информации получить навыки выполнения проектных работ и закрепить конкретные знания, получаемые при изучении курса «Теория механизмов и детали машин».

В настоящем пособии, на примере проектирования привода с цилиндрическим редуктором и открытой (ременной) передачей рассмотрены вопросы кинематического и силового расчета привода, выбора двигателя, расчета зубчатой передачи, включая выбор материала зубчатых колес, расчет допускаемых напряжений, выбор критерия работоспособности, проектный расчет, геометрический расчет и необходимые проверочные расчеты. Особое внимание уделено, вызывающему наибольшие трудности, эскизному проектированию, где отражены вопросы ориентировочного расчета валов, проектирования элементов корпуса и зубчатых колес, подбора подшипников, шпонок.

В пособии не ставится задача привести полные и всевозможные сведения, обеспечивающие решение конструкторских задач, даны рекомендации по выбору простейших вариантов решений основных вопросов проектирования, позволяющих, тем не менее, получить комплексное представление о конструкторской деятельности и приобрести навыки решения типовых инженерных задач. Основное внимание уделяется оценке ситуации и обоснованию принятия решения.

В решении отдельных вопросов пособие может быть полезно и студентам механических специальностей, выполняющих курсовой проект по деталям машин.

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа по дисциплине «Теория механизмов и детали машин» представляет собой решение основных фрагментов реальной инженерной задачи по проектированию механической системы (обычно привода рабочего органа). Работа должна отражать все этапы проектирования от получения технического задания до разработки документации, позволяющей изготовить проектируемое изделие. Курсовая работа выполняется в течение семестра (обычно 15 недель). Результат работы представляется в виде расчётно – пояснительной записки и графической части

1.1 Основные требования к составу и оформлению расчётно – пояснительной записки

Расчётно-пояснительная записка (ПЗ) является текстовым документом, в котором отражены все действия с соответствующим обоснованием по определению параметров и характеристик проектируемого изделия. Объём записки строго не регламентируется, обычно от 20 до 40 листов формата А4, включая текст, рисунки и таблицы. ПЗ оформляется в соответствии с требованиями стандарта СТП ХГТУ 2.02.2004 и СТП ХГТУ 2.03.2004.

1.1.1 Общие требования к составу расчётно-пояснительной записки

Расчётно-пояснительная записка должна включать в себя следующие обязательные элементы в указанном ниже порядке:

- титульный лист (пример в приложении А);
- задание на проектирование (на бланке кафедры);
- реферат (пример в приложении Б);
- содержание (пример в приложении В);
- введение (пример в приложении Г);
- основная часть (содержит разделы расчётной части курсовой работы);
- заключение (пример в прилож. Д);
- список использованных источников (пример в прилож. Е).

Реферат. Реферат является первым текстовым листом ПЗ. Выполняется на листе формата А4 с основной надписью по форме 2 ГОСТ 2.104 ЕСКД и, являясь третьим листом ПЗ, нумеруется как «лист-3».

Реферат должен отражать содержание курсового проекта. В нем излагаются краткие сведения о проделанной работе. Реферат строится по следующей схеме:

- сведения о составе курсовой работы (об объеме графической части, объеме ПЗ, количестве иллюстраций, таблиц, использованных источников и приложений);
- перечень ключевых слов;
- текст реферата.

Перечень ключевых слов должен включать от 6 до 15 слов или словосочетаний из текста ПЗ, которые в наибольшей мере характеризуют ее содержание и обеспечивают возможность информационного поиска. Ключевые слова пишутся в именительном падеже и выполняются прописными буквами чертежным шрифтом типа А № 7 ГОСТ 2.304 или прописными буквами при машинном способе выполнения ПЗ, записывается в строку через запятые.

Текст реферата должен отражать: объект исследования или разработки; цель работы; полученные результаты область применения; эффективность и новизну принятых решений. Объем реферата должен быть не менее 200 знаков и не должен превышать одного листа. Не допускается применять в реферате общепринятые сокращения слов и терминов.

Пример реферата к курсовой работе, включающей проектирование привода, состоящего из электродвигателя, ременной передачи и одноступенчатого зубчатого редуктор, приведен в приложении Б.

Содержание. Содержание является обязательной частью пояснительной записки к курсовым проектам и работам. В содержании перечисляются наименования разделов и подразделов (начиная с введения), список использованных источников, приложения и их наименования, а также указываются номера листов, на которых они помещены. Содержание начинают с нового листа.

Наименования, включенные в содержание, записывают строчными буквами, начиная с прописной буквы.

Содержание включают в общее количество листов ПЗ.

Пример содержания к курсовой работе, включающей проектирование привода, состоящего из электродвигателя, ременной передачи и одноступенчатого зубчатого редуктора приведен в приложении В.

Введение. Введение является обязательной частью ПЗ к курсовому проекту или работе. Содержание введения определяется содержанием курсовой работы. Введение должно кратко характеризовать актуальность разрабатываемой проблемы, цели и задачи работы, пути и методы решения основных задач. Обращается внимание на оригинальность и новизну принимаемых решений. Введение начинают с нового листа.

Пример введения приведен в приложении Г.

Основная часть. Основная часть отражает процесс решения поставленных в работе задач и полученные результаты. Основная часть содержит разделы расчетной части курсового проекта, начиная с раздела

«1. Кинематический и силовой расчет привода» и заканчивая разделом «Сборка и регулировка редуктора».

Заключение. Заключение является обязательной частью пояснительной записки и должно содержать оценку результатов работы. В прошедшем времени отмечаются основные этапы работы в соответствии с поставленными и отмеченными во введении задачами. Дается оценка эффективности проведенных разработок, обосновывая ее надежностью, долговечностью и запасом прочности отдельных элементов конструкции и изделия в целом. По возможности следует использовать такие показатели, как материалоемкость, экономичность, технологичность.

Пример заключения приведен в прилож. Д.

Список используемых источников Список является обязательной частью пояснительной записки, оформляется в соответствии с ГОСТ 7.1-84, включается в содержание ПЗ. Список должен содержать сведения об источниках, использованных при выполнении работы. Располагать источники в списке следует в порядке появления ссылок в тексте.

Пример оформления сведений, о наиболее часто используемых источниках, при выполнении курсовой работы по деталям машин, приведен в прилож. Е.

1.1.2 Общие требования к оформлению

Расчетно-пояснительная записка (ПЗ) выполняется на одной стороне листа белой нелинованной писчей бумаги формата А4 (210х297) с основной надписью по форме 2 или 2а ГОСТ 2.104 ЕСКД. При выполнении курсовой работы по ТМ и ДМ допускается применение линованной бумаги (в клетку).

Пояснительная записка выполняется одним из следующих способов:

- рукописным - чертежным шрифтом с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм. Цифры и буквы необходимо писать четко, пастой или чернилами черного цвета (допускается синий, фиолетовый);
- с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ, используя существующие текстовые редакторы (например, MS-WORD) или системы автоматизированного проектирования (ACAD, КОМПАС и т.п.) шрифтом, близким к шрифту пишущей машинки. При использовании текстового редактора WORD это шрифт № 14 с межстрочным интервалом равным двум интервалам пишущей машинки. При оформлении таблиц допускается уменьшение шрифта и интервала.

Вписывать в ПЗ формулы, условные знаки, а также выполнять таблицы следует тушью, пастой или чернилами черного (синего) цвета.

Расстояние от рамки формы до границ текста в начале и в конце строк не менее 3 мм от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки

должно быть не менее 10 мм. Абзацы в тексте начинаются отступом 15...17 мм.

Текст ПЗ должен быть кратким, четким и не допускать различных толкований. В тексте ПЗ не допускается: применять обороты разговорной речи, техницизмы, профессионализмы; применять сокращение слов, кроме установленных правилами русской орфографии и соответствующими государственными стандартами; сокращать обозначение физических величин, если они употребляются без цифр; применять математический знак (-) перед отрицательными значениями величин (следует писать слово “минус”), применять без числовых значений математические знаки, например > (больше), < (меньше), = (равно), а также знаки № (номер), % (процент).

1.1.2.1 Основные требования к оформлению расчётной части

Текст. Текст ПЗ в соответствии с решаемыми задачами разделяют на разделы, подразделы, пункты и подпункты (при необходимости).

Разделы и подразделы должны иметь заголовки, пункты и подпункты могут заголовки не иметь. Заголовки должны четко и кратко отражать содержание данного этапа работы.

Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всей ПЗ обозначенные арабскими цифрами, без точки в конце номера, с красной строки. При выполнении ПЗ рукописным способом заголовки раздела записываются чертежным шрифтом типа А № 7. Заголовки подразделов записывают аналогично шрифтом № 5. Подчеркивания, перенос слов и точки в конце заголовков недопустимы.

Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номера раздела и номера данного подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела точка не ставится.

Пункты должны иметь нумерацию в пределах каждого подраздела.

Пункты, при необходимости, могут быть разбиты на подпункты, которые должны иметь порядковую нумерацию в пределах каждого пункта.

Недопустимо написание заголовка в конце листа, а последующего текста - на следующем листе. Целесообразно, чтобы под заголовком было написано не менее трех строк.

Расстояние между заголовками и текстом при выполнении ПЗ машинным способом должно быть равно 3-4 интервала (около 15 мм).

Расстояние между строками текста – 8 мм (2 интервала при выполнении ПЗ машинным способом, при наборе в редакторе WORD использовать множитель 1,42) .

Нумерованные заголовки (разделы и подразделы) пишутся с абзацевого отступа, начиная с прописной буквы без точки в конце. Ненумерованные заголовки (Реферат, Содержание, Введение, Заключение, Список использованных источников) пишутся симметрично относительно текста отдельной строкой.

Расчёты. Общее правило оформления расчетов может быть представлено в виде следующего алгоритма:

- заголовок пункта;
- формула;
- описание символов, входящих в данную формулу;
- определение величин символов со ссылкой на справочную литературу, из которой взяты значения;
- подстановка величин в формулу;
- результат с указанием размерности, если полученная величина имеет размерность.

Формулы вписываются чертежным шрифтом, высотой не менее 2,5 мм на отдельной строке текста, симметрично ему. Применение машинописных и рукописных символов в одной формуле не допускается. Формулы при необходимости должны нумероваться арабскими цифрами, которые записываются на уровне формулы, справа, в круглых скобках. Рекомендуется нумерация формул в пределах раздела.

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими стандартами. Каждый символ в данной ПЗ должен быть описан один раз. Не следует давать пояснение символам описанным ранее. Описание каждого символа следует давать непосредственно под формулой с абзацевого отступа в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка описания должна начинаться со слова “где”, без двоеточия после него.

Пример: 1.2.2 Требуемая частота вращения вала электродвигателя $n'_{\text{эд}}$

$$n'_{\text{эд}} = n_{\text{вых}} \times i'_{14} \quad , \quad (1.3)$$

где $n_{\text{вых}}$ – частота вращения выходного вала привода, об/мин;

i'_{14} – рекомендуемое передаточное отношение привода.

Иллюстрации. Все иллюстрации (фотографии, схемы, графики и т.д.) именуется рисунками. Рисунки следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией (например: Рисунок 1.) или в пределах раздела (например: Рисунок 1.1).

Иллюстрации могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст). Слово “Рисунок” и наименование помещают после пояснительных данных и располагают с красной строки следующим образом:

Рисунок 1.2 Эскиз электродвигателя.

Рисунок следует располагать после ссылки на него, или как можно ближе к ней. При ссылках на иллюстрации следует писать: “... в соответствии с рисунком 1”, при сквозной нумерации; “... в соответствии с рисунком 1.1”, при нумерации в пределах раздела.

Таблицы. Таблицы применяют для лучшей наглядности и удобства сравнения показателей. Название таблицы должно отражать ее содержание,

быть точным и кратким. Название таблицы помещают над таблицей. При переносе части таблицы на другие листы название помещают только над первой частью таблицы.

Таблицы следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией, например “Таблица 1” или нумерацией в пределах раздела, например “Таблица 1.2”.

Номер таблицы и ее название располагают на одной строке над таблицей, причем слово “Таблица” пишется слева, например:

”Таблица 1.1 Результаты кинематического и силового расчета”.

В конце названия точка не ставится.

Таблицу слева, справа и снизу, как правило, ограничивают линиями. Заголовки граф и строк таблиц следует писать с прописных букв. В конце заголовков и подзаголовков точки не ставят. Делить головку таблицы по диагонали не допускается. Заголовки и подзаголовки граф указывают в единственном числе. Высота строк должна быть не менее 8 мм.

Графу “№ п. п.” в таблицу включать не следует.

Примерная форма таблицы приведена на рис. 1.

Таблица -----

номер название таблицы

ГОЛОВКА			Заголовки граф		
			Подзаголовки граф		

Строки (горизонтальные ряды)

Рис. 1 Пример формы таблицы

Таблицу следует помещать после первого упоминания о ней в тексте. Таблицы следует размещать так, чтобы их можно было читать без поворота ПЗ.

При переносе таблицы на следующий лист ПЗ головку таблицы следует повторять, и над ней слева помещают слова “Продолжение таблицы...” с указанием номера таблицы.

Если цифровые данные в графах таблицы имеют различную размерность, ее указывают в заголовке каждой графы. Когда в таблице помещены графы с параметрами преимущественно одной размерности, но есть показатели

с другими размерностями, над таблицей помещают надписи о преобладающей размерности, а сведения о других размерностях дают в заголовках соответствующих граф.

Ссылки. Ссылки в тексте ПЗ на использованные источники делают в скобках, выполненных двумя косыми чертами порядковым номером по списку источников, например: “В расчетах использована методика /2/”.

При ссылках в тексте на стандарты и другие нормативные документы, не включенные в список используемых источников, разрешается приводить только обозначение документа без указания его наименования, например: “...в соответствии с ГОСТ 21.103”.

1.1.3 Рекомендации по структуре и содержанию основной (расчетной) части пояснительной записки

Содержание расчетной части ПЗ определяется автором работы, зависит от состава задания на проектирование и согласовывается с руководителем проектирования. Для рассматриваемой далее схемы привода можно рекомендовать следующий порядок и содержание основных разделов и подразделов.

1. Кинематический расчет привода.
 - 1.1. Схема привода и её описание.
 - 1.2. Выбор электродвигателя.
 - 1.3. Уточнение передаточных отношений передач.
 - 1.4. Кинематический и силовой расчет.
2. Расчет зубчатой передачи.
 - 2.1. Схема передачи.
 - 2.2. Критерии работоспособности и расчета.
 - 2.3. Материалы зубчатых колес.
 - 2.4. Допускаемые напряжения.
 - 2.5. Проектный расчет передачи.
 - 2.6. Подбор основных параметров передачи.
 - 2.7. Расчет размеров зубчатых венцов.
 - 2.8. Проверочные расчеты передачи.
 - 2.9. Силы в зацеплении зубчатых колес.
 - 2.10. Итоговая таблица параметров.
3. Эскизное проектирование.
 - 3.1. Контурный эскиз передачи.
 - 3.2. Ориентировочный расчет валов.
 - 3.3. Конструктивные размеры зубчатых колес.
 - 3.4. Подбор подшипников.
 - 3.5. Подбор шпонок.
 - 3.6. Подбор болтов и проектирование фланцев.
 - 3.7. Проектирование крышек подшипниковых узлов и подбор уплотнений.
4. Проверочные расчеты основных элементов редуктора.

- 4.1. Проверочный расчет шпоночных соединений.
- 4.2. Проверочный расчет подшипников.
5. Проектирование основных элементов редукторов.
6. Сборка и регулировка редуктора.

1.2 Состав и общие требования к выполнению графической части

При выполнении курсовой работы по теории механизмов и деталям машин студентам, с целью знакомства с методами проектирования и конструкторской документацией, предлагается в графической части выполнить общий вид редуктора и рабочие чертежи основных деталей – зубчатого колеса и сопряженного с ним выходного вала. Все чертежи выполняются в строгом соответствии с существующими стандартами и правилами черчения.

1.2.1 Общие требования к выполнению чертежа общего вида редуктора

Чертеж редуктора выполняется на листах разрешенных форматов, обычно формата А1 (594х841 мм). Как правило, редуктор при горизонтальном исполнении изображается в 3-х проекциях: главный вид, вид сверху со снятой крышкой и разрезом по осям валов и вид сбоку.

При относительно простой конструкции редуктора допускается изображать общий вид в 2-х проекциях: главный вид, вид сверху с разрезом по осям валов. Чертеж должен давать четкое представление о конструкции всех деталей и их взаимодействии, а также об элементах присоединения редуктора к сопряженным узлам привода, поэтому на чертеже должны быть сечения по выходным концам валов и дополнительный вид, дающий представление о конструкции присоединительных элементов (фланцев) основания корпуса. Пример оформления общего вида редуктора дан в приложении.

На чертеже общего вида проставляются согласно правилам черчения три группы размеров: габаритные, присоединительные и справочные; в обязательном порядке указываются все посадки.

Все детали и сборочные единицы редуктора должны быть специфицированы, для чего на каждую структурную единицу проставляется позиция. При простановке позиций следует учитывать, что линии выносок начинаются с точки на контуре детали и заканчиваются полками за пределами контуров данного вида редуктора. Линии выносок не должны пересекаться. Полки позиций должны располагаться на одной линии горизонтальной или вертикальной относительно основной надписи чертежа. Номера позиций проставляются в порядке записи изделий в спецификации.

Чертеж общего вида должен содержать также технические требования, в которых записывают основные данные, выполнение которых обеспечивает

достижение показателей качества изделия в условиях эксплуатации (требования к точности монтажа, допускаемым нагрузкам и т. д.), и техническую характеристику, в которой приводят основные показатели изделия в соответствии с техническим заданием.

Например, для редуктора: технические требования и техническая характеристика могут быть следующими:

Технические требования:

1. Плоскость разъёма покрыть тонким слоем герметика УТ-34 ГОСТ 24285-80 при окончательной сборке.
2. Необработанные поверхности литых деталей, находящихся в масляной ванне, красить маслостойкой красной эмалью.
3. Наружные поверхности корпуса красить серой эмалью ПФ155 ГОСТ 6465-76.

Техническая характеристика.

1. Вращающий момент на тихоходном валу, Н·м...
2. Частота вращения тихоходного вала, мин⁻¹...
3. Передаточное отношение редуктора, $I_{ред} = \dots$
4. Степень точности изготовления зубчатых колес...

1.2.2 Общие требования к составлению спецификации

Спецификация – документ, определяющий состав сборочной единицы, комплекса или комплекта. Спецификацию составляют на листах формата А4 в соответствии с требованиями стандартов (ГОСТ 2.108-68 и ГОСТ 2.104-68). На первом или заглавном листе спецификации основная надпись должна соответствовать форме 2, на следующих листах – форме 2а (ГОСТ 2.104-68). Примеры оформления спецификации даны в приложении.

В общем случае спецификация состоит из разделов, которые располагаются в следующем порядке:

- документация;
- сборочные единицы;
- детали;
- стандартные изделия;
- материалы.

Наименование каждого раздела записывается в виде заголовка в графе «Наименование» и подчеркивается. Разделы не нумеруются.

После каждого раздела рекомендуется оставлять 2-3 свободные строки для возможных дополнительных записей.

Лист спецификации делится на вертикальные графы: «Формат», «Зона», «Поз.», «Обозначение», «Наименование», «Кол.», «Примечание».

Графы «Формат» и «Зона» в учебных проектах и работах не заполняются. В графе «Поз.» указывают порядковые номера составных частей изделия в соответствии с позициями на сборочном чертеже. Раздел «Документация» номеров позиций не имеет.

В графе «Обозначения» записываются обозначения документов, сборочных единиц и деталей, входящих в состав изделия в соответствии с принятой системой идентификации (шифровки). Стандартным изделиям обозначение не присваивается.

В графе «Наименование» записывают наименование документов, сборочных единиц, деталей, стандартных изделий и материалов, входящих в состав изделия.

В графе «Кол» указывают количество сборочных единиц или деталей на одно изделие.

В графе «Примечание» записывают дополнительные сведения по усмотрению конструктора.

Существуют определенные правила порядка записи составных частей изделия в спецификации. Оригинальные детали в разделе «Детали» группируют по типам, например: корпусные детали, валы, зубчатые колеса, втулки, крышки подшипников и т.д.

Стандартные изделия также группируют по типам и записывают в алфавитном порядке, например: болты, винты, гайки манжеты, подшипники, шайбы, шпонки, штифты и т. д.

В пределах группы стандартные изделия записываются в порядке возрастания номера стандарта. Изделия одного стандарта записываются в порядке возрастания их основного размера (параметра).

Наименование стандартных изделий должно строго соответствовать их стандартному условному обозначению.

Обозначение (шифр) документов и изделий, записываемое в графе «Обозначение», должно однозначно идентифицировать документ, сборочную единицу и деталь и определять его структурную принадлежность. Рекомендуются следующие правила шифровки.

Структурно обозначение делится на 5 зон или разделов, которые разделяются точками

$$\begin{array}{ccccc} \text{КР.} & 00-00. & 00. & 00. & 000 \\ \hline 1 & 2 & 3 & 4 & 5 \end{array}$$

В первой зоне шифруется вид работы: КР – курсовая работа, КП – курсовой проект. В зоне 2 – обозначение изделия в целом или документа, относящегося к изделию в целом. Под изделием в целом в данном случае понимается привод, состоящий из двигателя, редуктора, муфты и т. д. Обозначать его можно по номеру задания и варианта. Например, для задания 23 и варианта 14, обозначить привод можно – «23-14». Чертеж общего вида привода и документ, относящийся к приводу в целом (записка пояснительная), будут иметь обозначение:

КР.23-14.00.00.000

При этом, чтобы отличать записку пояснительную от общего вида привода, записку следует обозначать как

КР.23-14.00.00.000 ПЗ

В зоне 3 шифруются узлы, входящие в привод, например: редуктор, рама, натяжное устройство и т. д. Удобно, когда обозначение составной части изделия совпадает с позицией на сборочном чертеже или общем виде. При выполнении курсовой работы, чертеж общего вида не разрабатывается, поэтому для обозначения редуктора как узла привода следует выбрать произвольное число от 1 до 99, например – «05». В этом случае сборочный чертеж редуктора следует обозначать

КР.23-14.05.00.000 СБ

Спецификация на сборочный чертеж редуктора будет обозначена как

КР.23-14.05.00.000

В зоне 4 шифруются узлы (подузлы), входящие в редуктор, например: маслоуказатель, крышка люка, и т. д. Обозначение должно соответствовать позиции узла на сборочном чертеже редуктора. Пусть маслоуказатель имеет позицию – «2». В этом случае, обозначение маслоуказателя как подузла, входящего в редуктор записывают в виде

КР.23-14.05.02.000

В зоне 5 шифруют детали, входящие в редуктор в соответствии с их позицией на сборочном чертеже. Предположим, вал имеет позицию «6». Обозначение вала, как детали, входящей непосредственно в редуктор, следует записывать как

КР. 23-14.05.00.006

Отсутствие значащих цифр в зоне 4 говорит о том, что вал не входит в какой либо подузел редуктора, а непосредственно является частью редуктора.

В зоне 5 для записи обозначения деталей можно выделять две позиции.

Стандартным изделиям и материалам обозначения не присваивают.

2. РАСЧЕТ ПРИВОДА

В качестве задания на проектирование обычно предлагается схема, включающая электродвигатель, зубчатый редуктор, открытую (ремённую или цепную) передачу и упругую муфту. Рекомендации по проектированию будут ориентированы на схему привода, составленного из электродвигателя, ремённой передачи, одноступенчатого редуктора с цилиндрической прямозубой передачей и упругой муфты (рис. 2.1), но могут в большинстве элементов использоваться и при проектировании приводов, составленным по иным схемам.

Структура рекомендаций и порядок изложения соответствует методике и последовательности проектирования и полностью вписывается в структуру расчетной части пояснительной записки.

2.1 Кинематический расчет привода

Задачи:

- уяснить назначение всех элементов, входящих в схему привода и согласовать их обозначения;
- выбрать электродвигатель;
- определить передаточные отношения передач;
- определить скорости и мощности, и вращающие моменты на каждом валу привода.

2.1.1 Схема привода

Следует привести схему привода и её описание. Звенья обозначаются цифрами в порядке передачи движения от двигателя к рабочему органу.

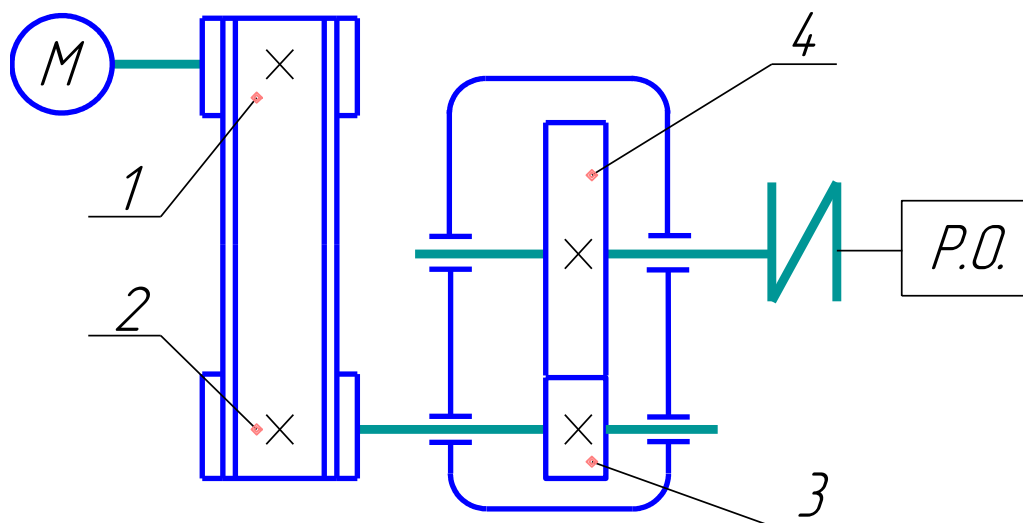


Рис. 2.1 Схема привода.

На схеме обозначены: $\textcircled{\text{М}}$ - электродвигатель, 1 – ведущий шкив, 2 – ведомый шкив клиноремённой передачи, 3 – шестерня, 4 – зубчатое колесо цилиндрической прямозубой передачи, **И** - упругая муфта.

Движение от электродвигателя через клиноремённую передачу 1-2, передается на входной вал редуктора 2-3, далее, через цилиндрическую прямозубую передачу 3-4 – на выходной вал редуктора 4 и через упругую муфту на вал рабочего органа.

Цифровые обозначения передач и валов соответствуют индексам установленных на них звеньев.

2.1.2 Выбор электродвигателя

Для выбора электродвигателя по каталогу необходимо знать требуемую мощность $P'_{\text{дв}}$ и частоту вращения выходного вала $n'_{\text{дв}}$

2.1.2.1 Требуемая мощность электродвигателя $P'_{\text{дв}}$

$$P'_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (2.1)$$

где $P_{\text{вых}}$ – мощность на выходном валу привода, Вт; $\eta_{\text{общ}}$ – общий коэффициент полезного действия (КПД) привода. В соответствии с исходными данными мощность на выходном валу определяется как:

$$P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} \cdot \omega_{\text{вых}}, \text{ Вт.} \quad (2.2)$$

Общий КПД привода при последовательном расположении передач:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{1-4} = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{\text{п}}^m, \quad (2.3)$$

где η_{12} – КПД передачи 1-2; η_{34} – КПД передачи 3-4; $\eta_{\text{п}}$ – КПД пары подшипников; m – число пар подшипников в приводе; для данного привода $m = 2$. КПД муфты можно не учитывать.

Для наиболее распространенных типов передач значения КПД указаны в таблице 2.1.

Таблица 2.1

Тип устройства	Значение КПД (η)
Зубчатая цилиндрическая	0,96...0,98
Зубчатая коническая	0,95...0,97
Червячная при передаточном отношении:	
свыше 30	0,7...0,8
от 15 до 30	0,75...0,85
от 8 до 14	0,8...0,9
Ремённая с клиновым ремнём	0,94...0,95
с плоским ремнём	0,95...0,96
Цепная передача (открытая)	0,91...0,93
Подшипники качения (одна пара)	0,99
Муфта соединительная	0,98

Следует выписать соответствующее значение η , подставить величины в формулу (2.3) и вычислить $\eta_{\text{общ}}$.

По полученным данным вычисляется значение $P'_{\text{дв}}$.

2.1.2.2 Требуемая частота вращения вала электродвигателя $n'_{\text{дв}}$

С целью получения оптимальных параметров привода следует определить требуемую частоту вращения вала электродвигателя, для чего необходимо предварительно задаться рекомендуемыми значениями передаточных отношений передач:

$$n'_{\text{дв}} = n_{\text{вых}} \cdot i'_{\text{общ}}, \quad (2.4)$$

где $n_{\text{вых}}$ - частота вращения выходного вала привода; i'_{14} - рекомендуемое передаточное отношение привода.

В исходных данных задана величина скорости вращения $\omega_{\text{вых}}$, рад/сек; для определения частоты вращения воспользуемся известным соотношением:

$$n_{\text{вых}} = \frac{30\omega_{\text{вых}}}{\pi}, \text{ об/мин} \quad (2.5)$$

Вычисляем значение $n_{\text{вых}}$.

При последовательном расположении передач

$$i'_{\text{общ}} = i'_{14} = i'_{12} \cdot i'_{34}, \quad (2.6)$$

где i'_{12} – рекомендуемое передаточное отношение передачи 1-2;

i'_{34} – рекомендуемое передаточное отношение передачи 3-4.

Для наиболее распространенных типов передач, рекомендуемые передаточные отношения приведены в таблице 2.2

Таблица 2.2

Тип передачи	Рекомендуемое передаточное отношение i'
Зубчатая цилиндрическая	2,5...5
Зубчатая коническая прямозубая	2...4
Ремённая с клиновым ремнём	2...5
с плоским ремнём	2...4
Цепная передача	2...4

Подробную информацию о рекомендуемых значениях передаточных отношений передач см.[1, 2]

Следует выписать соответствующие значения рекомендуемых передаточных отношений i'_{12} и i'_{34} и вычислить рекомендуемое общее передаточное отношение i'_{14} .

По полученным данным вычисляется значение $n'_{\text{дв}}$.

2.1.2.3 Выбор электродвигателя

Для привода в движение различных устройств используется, как правило, трехфазные асинхронные двигатели переменного тока серии АИР по техническим условиям ТУ 16-525.564-84.

Выбирая конкретный электродвигатель по справочникам [1, 2], следует исходить из того, что

$$P_{\text{дв}} \geq P'_{\text{дв}}$$

$$n_{\text{дв}} \approx n'_{\text{дв}},$$

где $P_{\text{дв}}$ – фактическая мощность электродвигателя, кВт;

$n_{\text{дв}}$ – фактическая частота вращения вала электродвигателя, об/мин.

То есть, выбирая электродвигатель, необходимо, чтобы его частота вращения была ближайшей к определённой в п. 2.1.2.2 $n'_{\text{дв}}$, а мощность имела бы ближайшее большее значение к $P'_{\text{дв}}$, определённой в п. 2.1.2.1. Характеристики наиболее распространённых электродвигателей приведены в табл. 2.3.

Таблица 3.3.

Технические характеристики двигателей АИР

Мощность Р, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	Тип	$n_{\text{дв}}$	$d_{\text{дв}}$	Тип	$n_{\text{дв}}$	$d_{\text{дв}}$	Тип	$n_{\text{дв}}$	$d_{\text{дв}}$	Тип	$n_{\text{дв}}$	$d_{\text{дв}}$
	-	-	19	71А4	1375	19	71В6	915	19	-	-	
0,75	71А2	2820	19	71В4	1350	19	80А6	920	22	90LА8	705	24
1,1	71В2	2805	19	80А4	1395	19	80В6	920	22	90LВ8	715	24
1,5	80А2	2850	22	80В4	1395	22	90L6	925	24	100L8	702	28
2,2	80В2	2850	22	90L4	1395	24	100L6	945	28	112МА8	709	32
3	90L2	2850	24	100S4	1410	28	112МА6	950	32	112МВ8	709	32
4	100S2	2850	28	100L4	1410	28	112МВ6	950	32	132S8	716	38
5,5	100L2	2850	28	112М4	1432	32	132S6	960	38	132М8	712	38
7,5	112М2	2895	32	132S4	1440	38	132М6	960	38	160S8	727	48
11	132М2	2910	38	132М4	1447	38	160S6	970	48	160М8	727	48
15	160S2	2910	42	160S4	1455	48	160М6	970	48	180М8	731	55
18,5	160М2	2910	42	160М4	1455	48	180М6	980	55	-	-	-
22	180S2	2919	48	180S4	1462	55	-	-	-	-	-	-

Более подробную информацию о двигателях и их характеристиках можно найти в [1, 2, 3].

В пояснительную записку, следует выписать подходящий тип электродвигателя и его основные характеристики $P_{\text{дв}}$, $n_{\text{дв}}$ и $d_{\text{дв}}$.

Пример обозначения выбранного двигателя мощностью $P_{\text{дв}} = 4$ кВт, частотой вращения $n_{\text{дв}} = 1410$ об/мин: «Двигатель АИР 100L4 ТУ 16-525. 564-84.»

2.1.2.4 Уточнение передаточных отношений передач

Так как фактическая частота вращения электродвигателя $n_{\text{дв}}$ не совпадает, как правило, с требуемой $n'_{\text{дв}}$, то для обеспечения заданной скорости вращения выходного вала $\omega_{\text{вых}}$ необходимо уточнить передаточные отношения передач.

Уточненное общее передаточное отношение

$$i_{\text{общ}} = i_{14} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}}. \quad (2.7)$$

Учитывая, что

$$i_{1-4} = i_{12} \cdot i_{34}, \quad (2.8)$$

задаемся значением i_{12} , руководствуясь данными таблицы 2.2.

Вычисляем значение i_{34}

$$i_{34} = \frac{i_{14}}{i_{12}}. \quad (2.9)$$

Если величина i_{34} находится в рекомендуемых пределах (табл. 2.2), следует считать выбранные значения i_{12} и i_{34} окончательными и использовать их во всех дальнейших расчетах. Если вычисленное значение i_{34} выходит за рамки рекомендованных, изменяем величину i_{12} и вычисляем по формуле (2.9) значение i_{34} .

2.1.2.5 Кинематический и силовой расчет

Мощности на валах:

на входном валу 1	$P_1 = P'_{\text{дв}}$, кВт (требуемая мощность двигателя);
на промежуточном 2-3	$P_{23} = P_1 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{\text{п}}$, кВт;
на выходном 4	$P_4 = P_{23} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{\text{п}}$, кВт.

Проверка: $P_4 = P_{\text{вых}}$.

Частоты вращения валов:

$$\begin{aligned} n_1 &= n_{\text{дв}}, \text{ об/мин (по характеристикам двигателя);} \\ n_{23} &= \frac{n_1}{i_{12}}, \text{ об/мин;} \\ n_4 &= \frac{n_{23}}{i_{34}}, \text{ об/мин.} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Скорости вращения валов:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \text{ рад/сек;} \\ \omega_{23} &= \frac{\pi \cdot n_{23}}{30}, \text{ рад/сек;} \\ \omega_4 &= \frac{\pi \cdot n_4}{30}, \text{ рад/сек.} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Проверка: $\omega_4 = \omega_{\text{вых}}$.

Вращающие моменты на валах

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}, \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ T_{23} &= \frac{P_{23} \cdot 10^3}{\omega_{23}}, \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ T_4 &= \frac{P_4 \cdot 10^3}{\omega_4}, \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Проверка $T_4 = T_{\text{вых}}$.

Если при проверке значения скоростей и моментов отличаются от выходных более чем на 0,5% следует пересчитать все параметры по формулам (2.1 – 2.13).

2.1.2.6 Итоговая таблица результатов

Для удобства дальнейшего использования результатов кинематического и силового расчета удобно основные показатели свести в таблицу, примерная форма которой приведена ниже.

Таблица 2.4

Результаты кинематического расчета					
Вал	Переда- точное отношение	Мощность Р, кВт	Частота вращения, п, об/мин	Скорость вращения, ω , рад/сек	Вращ. момент, Т, Н · м
1	$i_{12} = \dots$				
2-3					
4	$i_{34} = \dots$				

2.2 РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ (ПЕРЕДАЧА 3-4)

Расчет зубчатой передачи предполагает решение следующих основных задач:

- выбор материалов зубчатых колес;
- определение основных параметров и размеров зубчатых венцов;
- назначение степени точности зубчатых колес.

2.2.1 Схема передачи

Для проектирования любой механической системы, в том числе зубчатой передачи необходимо представить её образ или расчетную схему и отразить основные размеры, определение которых является целью расчета.

В пояснительной записке необходимо привести схему рассчитываемой передачи. Пример схемы показан на рисунке 2.2.

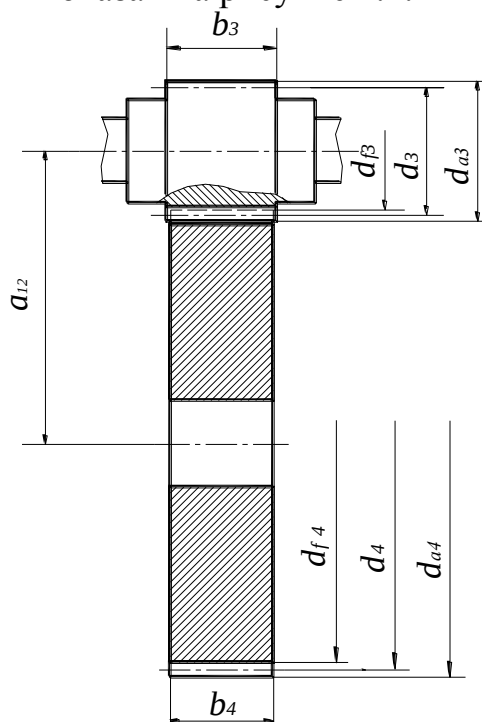


Рис. 2.2 Схема зубчатой передачи

2.2.2 Критерии работоспособности и расчета передачи

Зубчатые передачи выходят из строя в основном по двум причинам: усталостное выкрашивание рабочих поверхностей и усталостная поломка зубьев. Если передача закрытая (работает в герметичном корпусе с хорошей смазкой), с невысокой ($H_{RC} < 45$ HRC) твердостью боковых поверхностей зубьев, то наиболее вероятной причиной выхода из строя следует считать усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев и основной (проектный) расчет необходимо вести из условия ограничения контактных напряжений

$$\sigma_H \leq [\sigma_H].$$

Если передача открытая, или закрытая, но с высокой ($H_{RC} > 55$ HRC) твердостью рабочих поверхностей зубьев, то наиболее вероятной причиной выхода из строя принято считать усталостную поломку зубьев и основной (проектный) расчет следует вести из условия ограничения напряжений у ножки зуба.

$$\sigma_F \leq [\sigma_F].$$

2.2.3 Материалы зубчатых колес

Выбор материалов зубчатых колёс определяется многими условиями; среди них основные – это требования к надёжности, габаритам, массе и стоимости проектируемого изделия. Применение более качественных, с высокими прочностными характеристиками материалов позволяет получить более компактную конструкцию, но и стоимость её будет более высокой. Если к приводу не предъявляется особых требований по массе и габаритам, то для изготовления зубчатых колёс обычно используют, стали со средними механическими характеристиками.

Для мало- и средненагруженных передач общего назначения используют качественные углеродистые стали 35, 40, 45, 50 ГОСТ 1050-88* и легированные стали 40X, 50X, 40XH ГОСТ 4543-71* с термообработкой – нормализация или улучшение. Такая термообработка обеспечивает твердость $H_{HB} \leq 350HB$. Зубья колёс нарезают после термообработки, благодаря чему не требуются доводочные операции. Колёса хорошо прирабатываются и не подвергаются хрупкому разрушению.

Для обеспечения большей равнопрочности шестерни и колеса и уменьшения вероятности задира рекомендуется подбирать материалы пары колёс таким образом, чтобы твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни была бы примерно на (8-10%) выше твердости зубьев колеса.

Основные характеристики сталей, широко применяемых для изготовления зубчатых колёс приведены в табл. 2.5. Более подробные сведения о свойствах материалов см. [1, 3, 4, 5].

Таблица 2.5

Механические характеристики сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Термообработка	Твердость		Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
		сердцевины	поверхности		
40	Нормализация	165...195HB	165...195HB	500	280
40	Улучшение	195...225HB	195...225HB	700	400
45	Нормализация	185...215HB	185...215HB	600	340
45	Улучшение	235...265HB	235...265HB	750	450
40X	Улучшение	269...302HB	269...302HB	950	750
40X	Улучшение и	269...302HB	45...50HRC	950	750
40XH	закалка ТВ4	269...302HB	48...53HRC	950	750

Оформляя курсовую работу, следует, после краткого обоснования, выбрать материал и их основные характеристики занести в таблицу, примерная форма которой приведена ниже.

Таблица 2.6

Основные характеристики материалов зубчатых колёс

Звено	Марка стали	Термо-обработка	Твердость, НВ		Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
			сердцевины	поверхности		
3 шест.						
4 колесо						

2.2.4 Допускаемые напряжения

В соответствии с принятыми критериями работоспособности (п. 2.2.2) зубчатых передач следует определять допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_{34}$ для передачи и допускаемые изгибные напряжения $[\sigma_F]$ – для шестерни и колеса.

2.2.4.1 Допускаемые контактные напряжения

На величину допускаемых контактных напряжений влияют: свойства материала, срок службы передачи, шероховатость сопрягаемых поверхностей зубьев и окружная скорость. В соответствии с ГОСТ 21354-87, допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса можно определять по общей упрощённой зависимости

$$[\sigma_H] = 0,9 \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{S_H} \quad (2.16)$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений (длительному сроку эксплуатации); K_{HL} – коэффициент долговечности; S_H – коэффициент безопасности.

Для зубчатых колёс с однородной структурой материала (термообработка – нормализация, улучшение или объёмная закалка), можно принимать $S_H = 1,1$. Для зубчатых колёс с неоднородной структурой (термообработка – закалка ТВЧ, цементация и т.п.), следует принимать $S_H = 1,2$.

В соответствии с выбранным материалом и термообработкой (п.2.2.3) принимаются и записываются конкретные значения коэффициентов для шестерни 3 и колеса 4 (S_{H3} и S_{H4}). Они могут быть разными.

Коэффициент долговечности зависит в основном от материала зубчатых колес и срока эксплуатации передачи. При неограниченно длительном сроке службы редуктора, что соответствует заданию, следует принимать:

$$K_{H3} = K_{H4} = 1.$$

При задании конкретного срока службы коэффициент долговечности следует вычислять по методикам [1, 2, 3].

Формула для определения базового предела выносливости σ_{Hlimb} зависит в основном от материала и термообработки. Для наиболее распространённых материалов и видов термообработки формулы приведены в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Определение величины σ_{Hlimb} .			
Материал	Термообработка	Твердость поверхностей зубьев	Формула для расчета σ_{Hlimb} , МПа
Стали 35, 40, 45, 50, 55, 40X, 40XH	Нормализация или улучшение	$H_{HB} \leq 350 HB$	$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot H_{HB} + 70$
	Объёмная закалка	$H_{RC} = (38 \dots 50) HRC$	$\sigma_{Hlimb} = 18 \cdot H_{RC} + 150$
	Поверхностная закалка	$H_{RC} = (40 \dots 53) HRC$	$\sigma_{Hlimb} = 17 \cdot H_{RC} + 200$
Стали 20X, 20XH2M, 18XGT	Цементация	$H_{RC} \geq 55 HRC$	$\sigma_{Hlimb} = 23 \cdot H_{RC}$

В формулы для определения σ_{Hlimb} следует подставлять среднее значение числа твердости поверхности из диапазона, принятого при выборе материала (табл. 2.6).

В соответствии с принятым материалом и термообработкой следует вычислить значение σ_{Hlimb} для шестерни (звено 3) σ_{Hlimb3} и колеса (звено 4) – σ_{Hlimb4} .

По принятым и вычисленным параметрам, в соответствии с формулой (2.16), определяем значение $[\sigma_H]_3$ и $[\sigma_H]_4$.

В качестве расчетного значения допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]_{34}$ для прямозубых передач принимают меньшее из двух $[\sigma_H]_3$ и $[\sigma_H]_4$, обычно принимают $[\sigma_H]_{34} = [\sigma_H]_4$.

2.2.4.2 Допускаемые изгибные напряжения (допускаемые значения напряжений при расчете зубьев на усталостный изгиб)

Допускаемые изгибные напряжения зависят от свойств материала, срока службы передачи, шероховатости переходной поверхности у основания зуба и характера нагрузки (реверсивная или нереверсивная). При усредненных значениях факторов, влияющих на сопротивление усталости при изгибе и нереверсивной нагрузке допускаемые напряжения для шестерни $[\sigma_F]_3$ и колеса $[\sigma_F]_4$ можно определять по общей зависимости

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{\text{Flimb}} \cdot K_{\text{FL}}}{S_F},$$

где σ_{Flimb} – предел выносливости при изгибе, соответствующий базовому числу циклов изменения напряжений (длительному сроку эксплуатации);

K_{FL} – коэффициент долговечности; S_F – коэффициент безопасности.

Коэффициент долговечности при расчете допускаемых изгибных напряжений K_{FL} , также как и K_{HL} , зависит от свойств материала и срока службы. При неограниченно длительном ресурсе передачи следует принимать $K_{\text{FL}3} = K_{\text{FL}4} = 1$. При задании конкретного срока службы величину K_{FL} можно вычислить по [1, 2, 3].

Значение S_F и формула для определения базового предела выносливости σ_{Flimb} зависит от материала зубчатых колес и термообработки. Для наиболее распространенных материалов и видов термообработки формулы приведены в табл. 2.8.

Таблица 2.8

Определение величин σ_{Flimb} и S_F

Материал	Термообработка	Твердость поверхности зубьев	σ_{Flimb} , МПа	S_F
Стали 35 40, 45, 50 55, 40X, 40 ХН	Нормализация или улучшение	$H_{\text{HB}} \leq 350\text{HB}$	$1,8 \cdot H_{\text{HB}}$	1,75
	Объемная закалка	(38...50) HRC	600	1,75
	Поверхностная закалка ТВ4	$H_{\text{RC}} = (40...58)\text{HRC}$	600	1,75
Стали 20ХН 20ХН2М	Цементация	$H_{\text{RC}} \geq 55 \text{ HRC}$	950	1,55
20X, 18ХГТ (безникелевые)	Цементация	$H_{\text{RC}} \geq 55 \text{ HRC}$	820	1,55

В формулы при определении σ_{Flimb} следует подставлять среднее значение твердости поверхности из диапазона, принятого при выборе материала.

Следует вычислить $\sigma_{\text{Flimb}3}$ для шестерни и $\sigma_{\text{Flimb}4}$ для колеса.

Приняв соответствующее значение S_F , рассчитываем $[\sigma_F]_3$ для шестерни и $[\sigma_F]_4$ для колеса по формуле (2.17). Каких либо общих значений допускаемых изгибных напряжений для передачи принимать не следует.

2.2.5 Проектный расчет передачи

Определившись с твердостью материалов зубчатых колес и видом передачи (открытая или закрытая), следует выбрать условие прочности, которое должно быть положено в основу проектного расчета. В случае закрытой передачи, что соответствует заданию, при невысокой твердости рабочих поверхностей зубьев ($H_{RC} \leq 45HRC$), проектный расчет ведем из условия ограничения контактных напряжений

$$\sigma_H \leq [\sigma_H].$$

Удобно расчет вести, определяя межосевое расстояние передачи. Для прямозубой передачи

$$a_{34} \geq 450(u_{34} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_{ш} \cdot K_H}{\psi_a \cdot u_{34} \cdot [\sigma_H]_{34}^2}}, \quad (2.18)$$

где u_{34} – передаточное число передачи; $T_{ш}$ – вращающий момент на шестерне рассчитываемой передачи, Н·м; K_H – коэффициент нагрузки; ψ_a – коэффициент ширины зубчатого венца.

Величина u_{34} – есть отношение диаметра большего звена передачи к диаметру меньшего, всегда больше единицы и не имеет знака. В случае, если проектируемая передача является редуктором, т. е. передаточное отношение $i_{34} > 1$ принимаем $u_{34} = i_{34}$.

Величина $T_{ш}$ согласно схеме привода и кинематическому расчету, есть вращающий момент на звене 3 (вал 2-3)

$$T_{ш} = T_{23}.$$

Коэффициент нагрузки K_H зависит от многих факторов, определяющих условия работы и конструкцию передачи. На стадии проектного расчета его предварительно можно определить используя [1, 2]. Выполняя курсовую работу, допускается значение K_H предварительно принять в интервале

$$K_H = 1,1 \dots 1,2.$$

Большие значения следует принимать при большей скорости вращения вала двигателя ($n_{дв} = 1500 \dots 3000$ об/мин).

Коэффициент ширины $\psi_a = b_4 / a_{34}$ является конструктивным параметром и всегда задаётся при проектном расчете. Согласно рекомендациям [1, 2, 3] его величина зависит от схемы передачи и твердости рабочих поверхностей зубьев. При симметричном расположении колёс относительно опор, что соответствует заданию, можно принимать ψ_a из интервала

$$\psi_a = 0,35 \dots 0,45.$$

Меньшие значения следует принимать при высокой твердости поверхностей зубьев.

Вычислив значение a_{34} по формуле (2.18), следует иметь в виду, что определена не конкретная величина a_{34} , а минимальное из возможных значений. Если в задании указано, что параметры редуктора должны соответствовать стандартам, то следует принять в качестве межосевого

расстояния ближайшее большее значение, соответствующее стандартному ряду.

Стандартные межосевые расстояния (ГОСТ 2185-66*)

1-ый ряд – 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400.

2-ой ряд – 140, 180, 225, 280, 355.

Значения параметров первого ряда являются предпочтительными.

Если условия соответствия параметров стандартным значениям нет, что обычно соответствует заданию, то, назначая межосевое расстояние, следует принять ближайшее большее целое число, отдавая предпочтение числам, кратным 10, 5, 2. Значительное завышение a_{34} может привести к значительной недогрузке передачи и необходимости корректировки параметров в дальнейшем. Принятое значение a_{34} является окончательным и изменяться в дальнейшем не должно.

Принимая значение межосевого расстояния, следует иметь в виду, что оно должны быть кратно модулю m , который будет определен в п. 2.2.6.1.

2.2.6 Подбор основных параметров передачи (из ГОСТ 9563-80)

К основным параметрам обычно относят: модуль m , числа зубьев колес z_3 и z_4 , исходный контур и коэффициент смещения исходного контура x .

2.2.6.1 Модуль зацепления

Модуль зубчатых колес можно принять, руководствуясь эмпирическим соотношением

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_{34}. \quad (2.19)$$

Модуль обязательно согласовывается со стандартным рядом. Выбирая из стандартного ряда значение модуля в пределах полученного диапазона следует иметь в виду, что для прямозубых передач принятое межосевое расстояние a_{34} должно быть кратно модулю.

Стандартные величины модуля m , мм. (ГОСТ 9563-80)

1-ый ряд – 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8.

2-ой ряд – 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5.

Следует отдавать предпочтение значениям из 1-го ряда.

2.2.6.2 Числа зубьев колёс

Суммарное число зубьев

$$z_c = z_3 + z_4 = \frac{2 \cdot a_{34}}{m}. \quad (2.20)$$

Суммарное число зубьев должно быть целым числом, в противном случае следует пересмотреть принятые ранее значения модуля m и межосевое расстояние a_{34} .

2.2.6.3 Число зубьев шестерни

$$z_3 = z_3 = \frac{z_c}{u_{34} + 1} \quad (2.21)$$

Значение z_3 следует округлить до ближайшего целого числа (большего или меньшего). Из условия отсутствия подрезания, число зубьев шестерни должно быть не меньше 17.

2.2.6.4 Число зубьев колеса

$$z_4 = z_c - z_3. \quad (2.22)$$

2.2.6.5 Фактическое передаточное отношение передачи

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3}. \quad (2.23)$$

Погрешность передаточного отношения

$$\Delta i = \frac{|i_{34}^{\text{таб}} - i_{34}|}{i_{34}^{\text{таб}}} \cdot 100\% \leq 2\%, \quad (2.24)$$

где $i_{34}^{\text{таб}}$ – ранее принятое значение передаточного отношения, зафиксированное в табл. 2.4.

Если погрешность передаточного отношения более 2 % следует пересмотреть расчет чисел зубьев колёс.

Во всех дальнейших расчетах необходимо использовать значение передаточного отношения i_{34} , определенное по формуле (2.23).

2.2.6 Исходный контур

Под исходным контуром понимают контур зубьев номинальной исходной зубчатой рейки (т. е. колеса с бесконечно большим числом зубьев). Он определяет профиль зубьев колеса и его относительные размеры, устанавливая, в частности, высоту головки зуба, ножки, и угол профиля. Применяемые в

настоящее время исходные контура стандартизованы. Подавляющее большинство зубчатых передач составлены из колес с исходным контуром зубьев по ГОСТ 13755-81, в соответствии с которым для колес без смещения высота головки зуба $h_a = 1,0 \cdot m$, высота ножки $h_f = 1,25 \cdot m$, высота зуба $h = 2,25 \cdot m$, угол профиля зубьев на делительном цилиндре $\alpha = 20^\circ$. Соответствующий исходный контур заложен в форму режущих кромок зубообрабатывающего инструмента и в процессе нарезания зубчатых колес автоматически формирует эвольвентный профиль зубьев колеса.

Выполняя курсовую работу, в пояснительной записке следует указать, что принимается исходный контур по ГОСТ 13755-81.

При нарезании зубчатых колес инструмент (червячная фреза, зубчатая рейка, долбяк) можно располагать таким образом, что его делительная поверхность будет касаться делительного цилиндра нарезаемого колеса; в этом случае говорят, что колесо нарезается без смещения инструмента (без корригирования), и коэффициент смещения исходного контура $x=0$. Если делительная поверхность инструмента при нарезании смещена относительно делительного цилиндра колеса от центра колеса, то считается, что колесо нарезается с положительным смещением ($x > 0$), если к центру – то колесо нарезается с отрицательным смещением ($x < 0$). Смещение инструмента позволяет изменять профиль зуба, влияя на эксплуатационные характеристики зацепления. Для упрощения геометрических расчетов в учебных проектах обычно используют колеса нарезанные без смещения инструмента ($x = 0$).

В пояснительной записке следует отметить, что принимается коэффициент смещения исходного контура инструмента при нарезании шестерни и колеса равным нулю, т.е. $x_3 = x_4 = 0$.

2.2.7 Расчет размеров зубчатых венцов

Основные размеры, подлежащие определению, отражены на схеме передачи (рис.2.2).

Делительные диаметры:

$$\begin{array}{ll} \text{шестерни 3} & \text{колеса 4} \\ d_3 = m \cdot z_3; & d_4 = m \cdot z_4. \end{array} \quad (2.25)$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a3} = d_3 + 2m; \quad d_{a4} = d_4 + 2m. \quad (2.26)$$

Диаметры впадин:

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m; \quad d_{f4} = d_4 - 2,5m. \quad (2.27)$$

Ширина зубчатого венца

$$\text{расчетная } b_{34} = \psi_a \cdot a_{34}, \quad (2.28)$$

величина b_{34} округляется до ближайшего большего целого числа, лучше, кратного 2.

Ширина венца зубчатого колеса

$$b_4 = b_{34}. \quad (2.29)$$

Ширина венца шестерни

$$b_3 = b_4 + 5 \text{ мм.} \quad (2.30)$$

Проверка межосевого расстояния передачи

$$a_{34} = \frac{d_3 + d_4}{2}. \quad (2.31)$$

Величина a_{34} должна совпадать с принятым в п. 2.2.5.

2.2.8 Проверочные расчеты передачи

2.2.8.1 Определение окружной скорости, степени точности и уточнение коэффициентов нагрузки

Окружная скорость

$$V_{34} = \omega_{23} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot 10^{-3}, \text{ м/сек} \quad (2.32)$$

Степень точности зубчатых колес является сложной комплексной величиной и определяется большим числом показателей. ГОСТ 1643-81 предусматривает 12 степеней точности. Каждая степень точности регламентируется четырьмя группами норм точности:

- нормы кинематической точности;
- нормы плавности работы;
- нормы контакта зубьев;
- нормы бокового зазора.

Выбор степени точности и конкретных показателей по группам зависит от условий работы передачи, наибольшее распространение имеют передачи 7-й и 8-й степени точности.

Выполняя курсовую работу, степень точности цилиндрической передачи можно назначать в зависимости от окружной скорости в передаче, вычисленной по формуле (2.32):

- при скорости V_{34} до 6 м/сек – рекомендуемая степень точности 8;
- при скорости V_{34} от 6 до 12 м/сек - рекомендуемая степень точности 7.

Подробнее о назначении степени точности в [1, 3].

Коэффициенты нагрузки учитывают влияние на нагрузочную способность конструкций передачи и условий работы. Обычно коэффициент нагрузки определяется по зависимостям:

при расчете на контактную выносливость

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}; \quad (2.33)$$

при расчете на изгибную выносливость

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \quad (2.34)$$

где $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ - коэффициенты учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в зацеплении (по длине зуба), при расчете

на контактную и изгибную прочность соответственно; K_{HV} и K_{FV} – динамические коэффициенты, учитывают внутреннюю динамику передачи.

Неравномерность распределения нагрузки обусловлена погрешностями изготовления зубчатых колес, упругими деформациями валов, подшипников и корпусов редукторов. При практических расчетах передач значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ принимают в зависимости от:

- схемы передачи (расположения колес относительно опор);
- твердости рабочих поверхностей зубьев;
- относительной ширины зубчатого венца.

Выполняя курсовую работу, величины коэффициентов для схемы передачи, соответствующей заданию (рис. 2.1) можно принимать по табл. 2.9 в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и величины коэффициента ширины зубчатого венца $\varphi_{bd} = \frac{b_4}{d_3}$.

Таблица 2.9

Значение коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$.

Величина коэффициента ψ_{bd}		0,4	0,6	0,8	1,0	1,02	1,4
$K_{H\beta}$	$H_{HB} \leq 350HB$	1,02	0,025	1,035	1,055	1,075	1,10
	$H_{HB} \geq 350HB$	1,025	1,055	1,09	1,13	1,17	1,22
$K_{F\beta}$	$H_{HB} \leq 350HB$	1,03	1,055	1,09	1,12	1,16	1,21
	$H_{HB} > 350HB$	1,04	1,09	1,15	1,22	1,30	1,40

Определив величину ψ_{bd} следует выбрать и выписать значения коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для рассчитываемой передачи.

Дополнительные динамические нагрузки в передаче обусловлены прежде всего погрешностью шагов зубьев, возникающих при нарезании колес, и погрешностями профилей зубьев шестерни и колеса. При расчетах передач динамические коэффициенты K_{HV} и K_{FV} обычно принимают в зависимости от:

- окружной скорости (v_{34});
- степени точности;
- типа передачи;
- твердости рабочих поверхностей зубьев.

Выполняя курсовую работу, величины коэффициентов K_{HV} и K_{FV} для прямозубых передач можно принимать по табл. 2.10 и 2.11.

Таблица 2.10

Значения коэффициента K_{HV}

Степень точности	Твердость	Окружная скорость, м/сек								
		1	2	3	4	5	6	7	8	10
7	$H_{HB} \leq 350HB$	1,04	1,07	1,11	1,14	1,18	1,21	1,25	1,29	1,36
	$H_{HB} > 350HB$	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12	1,14	1,17	1,19	1,24
8	$H_{HB} \leq 350HB$	1,05	1,08	1,12	1,16	1,20	1,24	1,28	1,32	1,40
	$H_{HB} > 350HB$	1,03	1,05	1,08	1,11	1,14	1,17	1,20	1,24	1,28

Значения коэффициента K_{FV}

Степень точности	Твердость	Окружная скорость, м/сек								
		1	2	3	4	5	6	7	8	10
7	$H_{HB} \leq 350HB$	1,08	1,16	1,24	1,33	1,42	1,51	1,60	1,68	1,80
	$H_{HB} > 350HB$	1,03	1,05	1,07	1,09	1,11	1,13	1,15	1,17	1,22
8	$H_{HB} \leq 350HB$	1,1	1,2	1,29	1,38	1,47	1,56	1,67	1,77	1,96
	$H_{HB} > 350HB$	1,04	10,6	1,09	1,12	1,15	1,17	1,19	1,21	1,26

При окружной скорости $V_{34} < 1$ м/сек, следует принимать значение коэффициентов K_{HV} и K_{FV} , как для скорости $V_{34} = 1$ м/сек.

Определив необходимые параметры, следует выписать соответствующие значения коэффициентов K_{HV} и K_{FV} .

В соответствие формулам (2.33) и (2.34) вычисляются уточненные значения коэффициентов K_H и K_F , которые необходимо использовать в дальнейших расчетах.

2.2.8.2 Проверочный расчет по контактным напряжениям

Проверяется выполнение условия прочности и контактным напряжениям

$$\sigma_{H34} \leq [\sigma_H]_{34}. \quad (2.35)$$

Действующие расчетные контактные напряжения σ_{H34} вычисляются по формуле:

$$\sigma_{H34} = \frac{9546}{a_{34}} \sqrt{\frac{T_{ш} \cdot K_H (u_{34} + 1)^3}{b_4 \cdot u_{34}}}. \quad (2.36)$$

В формулу подставляются: $T_{ш}$ – момент на шестерне, рассчитываемой передачи, Н·м; K_H – уточненное (формула 2.33) значение коэффициента нагрузки; u_{34} – уточненное значение передаточного числа $u_{34} = i_{34}$ вычисленное по формуле (2.23); b_4 – ширина зубчатого венца колеса (формула 2.29), мм; a_{34} – фактическое межосевое расстояние (формула 2.31), мм.

Если условие (2.35) не выполняется, но перегрузка не превышает 5%, необходимо, проверив расчеты по формулам (2.18) и (2.36), увеличить на минимально необходимую величину ширину зубчатого венца колеса b_4 , обеспечив выполнение условия прочности. Если перегрузка значительна (превышает 5%), то это свидетельствует об ошибке в расчетах. Следует пересчитать параметры передачи по формулам (2.18) ... (2.36).

Выполнение условия (2.35) является обязательным, но не достаточным для того, чтобы принятые параметры передачи считать оптимальными. Излишний запас прочности свидетельствует о том, что размеры передачи завышены и её эксплуатация в данных условиях экономически не целесообразна. Необходимо оценить недогрузку передачи $\Delta\sigma_H$:

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H]_{34} - \sigma_{H34}}{[\sigma_H]_{34}} \cdot 100\% \leq 10\% \quad (2.37)$$

Если условие (2.37) выполнено, т.е. недогрузка не превышает 10%, следует сделать заключение, что по условию контактной выносливости принятые параметры передачи соответствуют требованиям. Если недогрузка превышает допустимую величину, но лежит в пределах (10...15)%, можно, проверив расчеты, уменьшить ширину зубчатого венца b_4 на (1...3) мм, обеспечив выполнение условия (2.37). Если недогрузка превышает 20% - это обычно свидетельствует об арифметической ошибке в расчетах, следует проверить вычисления по формулам (2.18...2.36).

2.2.8.3 Проверочный расчет по напряжениям у ножки зуба (изгибным)

Проверяется выполнение условий изгибной выносливости зубьев шестерни и колеса

$$\sigma_{F3} \leq [\sigma_F]_3 \quad \text{и} \quad \sigma_{F4} \leq [\sigma_F]_4 \quad (2.38)$$

значение допускаемых напряжений $[\sigma_F]_3$ и $[\sigma_F]_4$ определены в пункте 2.2.4.2.

Действующие (расчетные) напряжения определяются по зависимостям:

$$\sigma_{F3} = \frac{2T_3 \cdot K_F \cdot Y_{F3} \cdot 10^3}{d_3 \cdot m \cdot b_3};$$

$$\sigma_{F4} = \frac{2T_4 \cdot K_F \cdot Y_{F4} \cdot 10^3}{d_4 \cdot m \cdot b_4},$$

где Y_{F3} и Y_{F4} – коэффициент прочности зуба шестерни и колеса соответственно. Коэффициенты прочности учитывают влияние на изгибную прочность формы зуба и концентрацию напряжений у основания, для прямозубых передач выбираются в зависимости от числа зубьев колеса и коэффициента смещения исходного контура при нарезании зубьев. В настоящих расчетах приняты коэффициенты смещения при нарезании шестерни и колеса $x_3 = x_4 = 0$. Значение Y_F можно выбрать по табл. 2.12.

Выполнение условий (2.38) является обязательным и, как правило, оно обеспечивается; невыполнение, при невысокой твердости рабочих поверхностей зубьев, обычно свидетельствует об ошибке в расчетах. Расчетные напряжения σ_{F3} и σ_{F4} могут быть меньше допускаемых в несколько раз. Это следует считать нормальным, и лишь подтверждает правильность выбора критерия расчета передачи.

Таблица 2.12

Некоторые значение коэффициентов прочности зубьев Y_F (при $X = 0$)

Число зубьев колеса z	17	20	25	30	35	40	50	60	70	80	100	150	200
Коэффициент прочности Y_F	4,3	4,08	3,91	3,80	3,76	3,70	3,66	3,63	3,61	3,60	3,59	3,59	3,59

При выполнении всех проверочных условий следует сформулировать вывод о том, что передача при принятых параметрах работоспособна по всем критериям.

2.2.9 Силы в зацеплении зубчатых колес

При передаче вращающего момента в зацеплении зубьев, как и при любом взаимодействии твердых тел реально существуют две независимые силы: нормальная F_n и сила трения $F_{тр}$. Сила трения в зацеплении обычно мала и её не учитывают. Нормальную силу F_n для удобства расчета валов и опор представляют в виде двух составляющих (рис. 2.3): радиальной F_r – направленной по радиусу вдоль линии центров к оси колеса и тангенциальной (окружной) – направленной по касательной к делительным окружностям шестерни и колеса в точке контакта зубьев.

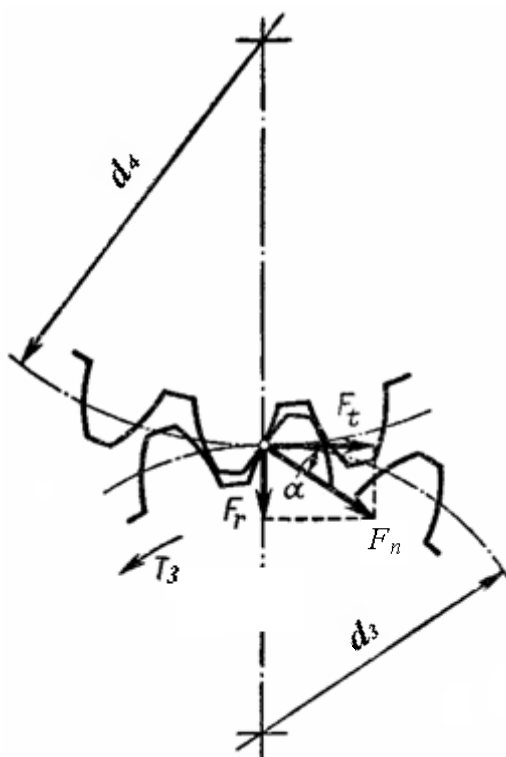


Рис. 2.3

Силы, действующие со стороны колеса 4 на шестерню 3 $F_{н3}$, $F_{т3}$, $F_{г3}$ из условия равновесия соответственно равны силам, действующим со стороны шестерни 3 на колесо 4 $F_{н4}$, $F_{т4}$, $F_{г4}$.

Окружные силы
$$F_{т3} = F_{т4} = \frac{2T_3}{d_3} \cdot 10^3$$

Радиальные силы
$$F_{г3} = F_{г4} = F_{т3} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Угол зацепления α всегда принимается равным 20° ($\alpha = 20^\circ$).

2.2.10 Итоговая таблица параметров зубчатых колес

Для удобства дальнейших расчетов и компоновки редуктора основные параметры и размеры зубчатых колёс следует свести в таблицу. Примерная форма таблицы приведена ниже.

Таблица 2.12

Параметры зубчатых колес					
	Параметр	Обозначение	Размерность	Численное значение	
				Шестерня 3	Колесо 4
1	Модуль	m	мм		
2	Число зубьев	z	-		
3	Тип зубьев	-	-	прямые	прямые
4	Исходный контур			По ГОСТ 13755-81	
5	Коэффициент смещения исходного контура	x	-	0	0
6	Степень точности	-	-		
7	Делительный диаметр	d	мм		
8	Диаметр вершин	d_a	мм		
9	Диаметр впадин	d_f	мм		
10	Ширина зубчатого венца	b	мм		
11	Межосевое расстояние	a_{34}	мм		

2.3 ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

На этапе эскизного проектирования решаются три основные задачи:

1. Подбор и размещение в пространстве деталей и узлов редуктора, обеспечивающее их эффективную работу, исходя из получения минимальных габаритов изделия (компоновка редуктора);
2. Получение исходных данных к расчету валов, подшипников, соединений и т.д.;
3. Компонировку можно рассматривать как первый этап (черновик) чертежа общего вида редуктора, когда после примерного определения габаритов, решаются вопросы о необходимом количестве видов, разрезов, сечений и их рациональном размещении на поле чертежа.

2.3.1 Компонировка редуктора

Компоновочный чертеж выполняется на миллиметровой бумаге. Учитывая схему редуктора, наибольшую информацию об относительном расположении деталей несет вид изделия «сверху» со снятой крышкой с разрезом по осям валов, именно в этой проекции следует компоновать детали редуктора. Выбор размера (номера) формата, на котором следует выполнять компоновку, определяется размерами редуктора. На данном этапе проектирования определиться с габаритами редуктора сложно. Можно рекомендовать выполнять компоновку на формате А2 (594x420) мм, если межосевое расстояние передачи a_{34} не более 160 мм. При больших межосевых расстояниях удобнее использовать формат А1 (594x841) мм. Компонировку желательно выполнять в масштабе 1:1. Контуры зубчатых колёс прочерчиваются по результатам геометрического расчета передачи (табл. 2.12).

2.3.1.1 Контурное вычерчивание передачи

Примерно посередине листа параллельно его длинной стороне проводим горизонтальную штрихпунктирную линию – ось симметрии редуктора (линия $c-c$ рис. 3.1). Проводим перпендикулярно $c-c$ две штрихпунктирные линии – оси входного и выходного валов на расстоянии равном межосевому расстоянию передачи a_{34} . Относительно горизонтальной оси симметрии редуктора откладываем ширину колеса – b_4 и шестерни b_3 , относительно осей валов откладываем делительные диаметры шестерни d_3 и колеса d_4 (рис. 3.1).

Вычерчиваем упрощенно контуры шестерни и колеса, ограничивая их делительными диаметрами. В месте зацепления образующие делительных цилиндров шестерни и колеса должны совпадать.

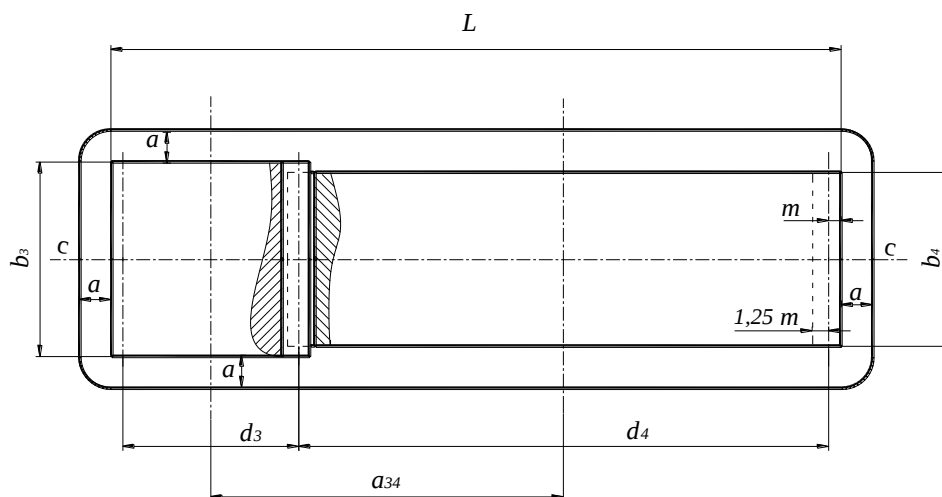


Рис. 3.1

В соответствии с расчетами проводим образующие цилиндров вершин зубьев (диаметры d_{a3} и d_{a4}) и образующие цилиндров впадин (диаметры d_{f3} и d_{f4}). Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор a , мм

$$a = \sqrt[3]{L} + 3 \text{ мм}, \quad (3.1)$$

где L – габаритный размер передачи.

Размер L измеряется на компоновке или рассчитывается как

$$L = 2 \cdot a_{34} + 2 m. \quad (3.2)$$

Отложив от поверхностей колес зазор a проводим по контуру линию, соответствующую внутренним поверхностям стенок корпуса. Расстояние между внутренней поверхностью стенки корпуса и поверхностью вершин зубьев шестерни в дальнейшем (после прочерчивания подшипников) может быть увеличено.

2.3.1.2 Ориентировочный расчет валов

Валы в редукторе являются зависимыми (вспомогательными) деталями, их проектирование – не самостоятельный процесс, а увязывается с процессом проектирования (компоновки) редуктора в целом. На данном этапе составить корректную расчетную схему и рассчитать диаметры валов используя методы сопротивления материалов невозможно, так как неизвестны осевые размеры участков валов. С другой стороны, определить осевые размеры невозможно не зная диаметров. По этой причине проектирование вала осуществляют в два или три этапа, последовательно уточняя расчетную схему.

На этапе ориентировочного расчета, имея минимальную информацию, о нагруженности и размерах вала, из условия статической прочности на кручение обычно определяют диаметры выходных концов валов. После согласования значения диаметров выходных концов со стандартом и сопряженными элементами (двигатель, муфта), на основании принятого аналога или типовой схемы вала, прорабатывают его конструкцию, определяя по рекомендациям

диаметры всех участков. Аналог конструкции или прототип вала выбирают в результате анализа чертежей типовых редукторов [10] или по рекомендациям пособий [1, 6, 7, 8, 9, 10].

В качестве аналогов входного и выходного валов для данного редуктора можно использовать конструкции приведенные на рис. 3.2 и 3.3.

Ориентировочный расчет вала 2-3 (входного).

Предварительные значения диаметров выделенных участков вала можно определить по следующим формулам:

Диаметр выходного участка вала

$$d_{в3} \geq (7 \dots 8) \sqrt[3]{T_3}, \text{ мм} \quad (3.3)$$

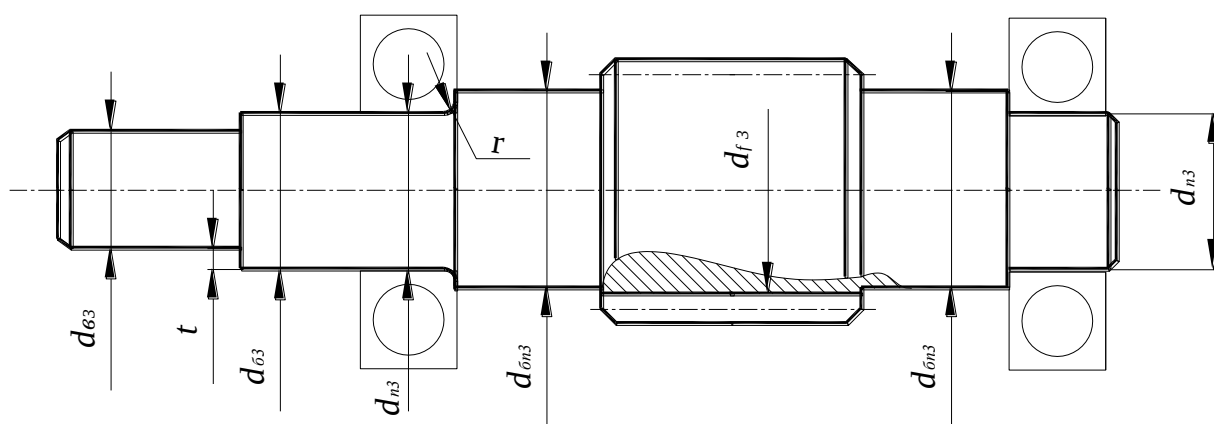


Рис. 3.2 Типовая конструкция входного вала.

Выходные концы валов стандартизованы. Стандарты предполагают два типа выходных концов валов: цилиндрические ГОСТ 12080-66 и конические ГОСТ 12081-72, и двух исполнений: длинные и короткие. Конические хвостовики эффективнее и удобнее в эксплуатации, цилиндрические более просты в изготовлении. Упрощая решение задачи можно принять короткие цилиндрические выходные концы валов, их параметры приведены в табл. 3.1. Параметры конических концов валов можно выбирать по [1, 4, 7].

Вычислив по формуле 3.3 минимальное значение диаметра, согласовываем его с ГОСТ, принимая ближайшее большее значение из ряда диаметров табл. 3.1. В пояснительной записке следует зафиксировать принятый диаметр и длину выходного конца вала.

Диаметр буртика

$$d_{б3} = d_{в3} + 2t, \quad (3.4)$$

где $d_{в3}$ – согласованный с ГОСТ диаметр хвостовика; t – рекомендуемая высота буртика (табл. 3.1).

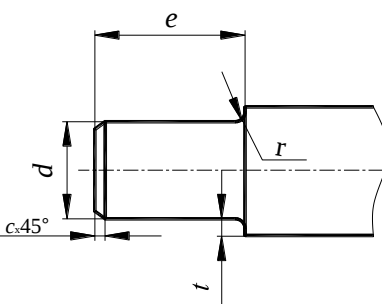
Диаметр участка под подшипником

$$d_{п3} \geq d_{б3} \quad (3.5)$$

Учитывая, что параметры подшипников выбираются только по стандартам, а диаметры посадочных отверстий подшипников в диапазоне $d = 20 \dots 500$ мм могут быть только кратными 5. Следует принять значение $d_{пз}$ ближайшее большее от $d_{бз}$ кратное 5. Для упрощения конструкции вала можно увеличить и значение $d_{бз}$, окончательно приняв $d_{пз} = d_{бз}$.

Таблица 3.1

Концы валов цилиндрические, мм

	Диаметр d	Длина l		Радиус галтели r	Фаска c	Высота буртика t
		Исполнение				
		1- длинные	2- короткие			
	20,22	50	36	1,6	1,0	3
	25,28	60	42	1,6	1,0	3,5
	32,36	80	58	2,0	1,6	3,5
	40,45	110	82	2,0	1,6	4,0
	50,55	110	82	2,5	2,0	4,5
	60,70	140	105	2,5	2,0	5,1
	80,90	170	130	3,0	2,5	5,6
	100,110	210	165	3,0	2,5	6,3

Диаметр буртика под подшипник

$$d_{бпз} = d_{пз} + 3r, \quad (3.6)$$

где r – радиус галтели у подшипника, мм.

Предварительное значение r принимается обычно в зависимости от диаметра участка вала $d_{п}$.

При $d_{п} = (25 \dots 30)$ мм – $r = 2$ мм;
 $d_{п} = (35 \dots 40)$ мм – $r = 2,5$ мм;
 $d_{п} = (45 \dots 55)$ мм – $r = 3$ мм;
 $d_{п} = (60 \dots 75)$ мм – $r = 3,5$ мм.

Рассчитанное по формуле (3.6) значение $d_{бпз}$ округляем до ближайшего большего целого числа миллиметров.

Для удобства нарезания зубьев шестерни рекомендуется обеспечить условие:

$$d_{бпз} < d_{фз},$$

где $d_{фз}$ – диаметр впадин шестерни.

При конструировании вала предполагалось, что шестерня выполняется заодно целое с валом.

Ориентировочный расчет вала 4 (выходного)

В качестве аналога можно принять конструкцию вала, показанную на рис. 3.3.

Диаметр выходного участка вала

$$d_{в4} \geq 6 \cdot \sqrt[3]{T_4}, \text{ мм}$$

Решив вопрос о типе хвостовика, принимаем ближайшее большее значение диаметра из стандартного ряда. Если хвостовик цилиндрический, можно воспользоваться табл. 3.1.

Диаметр буртика

$$d_{б4} = d_{в4} + 2t.$$

Величину t принимаем из табл. 3.1 в зависимости от значения $d_{в4}$.

Диаметр участка под подшипником

$$d_{п4} \geq d_{б4}.$$

Принимаем ближайшее большее кратное 5. По аналогии с валом входным, можно окончательно принимать $d_{б4} = d_{п4}$.

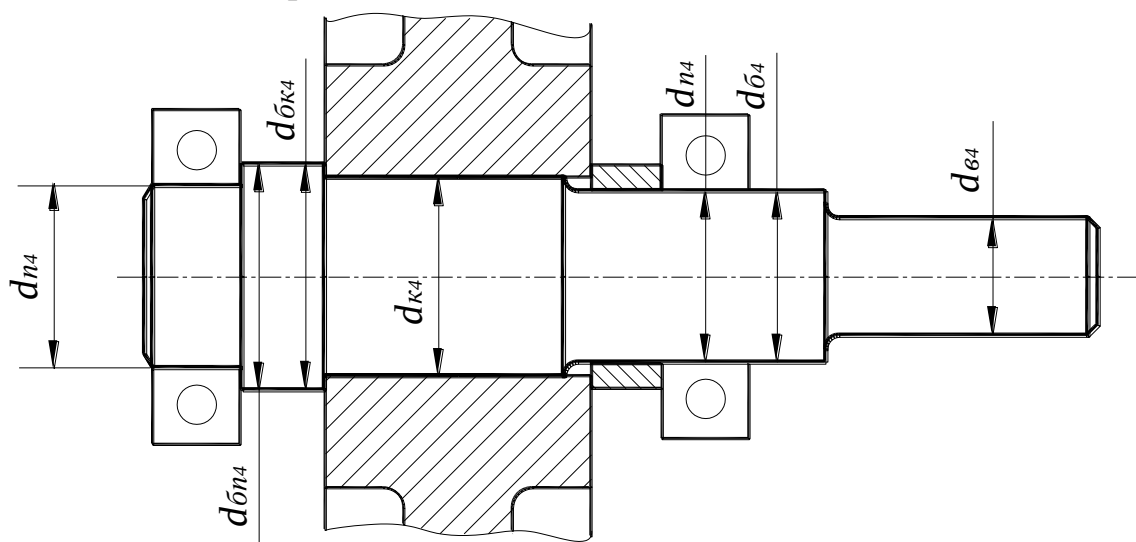


Рис. 3.3 Типовая конструкция выходного вала

Диаметр участка под колесом

$$d_{к4} = d_{п4} + (2...5) \text{ мм}$$

Округляем до ближайшего целого, лучше четного числа миллиметров.

Диаметр буртика под колесо

$$d_{бк4} = d_{к4} + 3f,$$

где f – размер фаски посадочного отверстия колеса.

Обычно размер фаски назначают из стандартного ряда в зависимости от диаметра участка вала или отверстия. Так для диаметра:

$$d = (20...30) \text{ мм} - f = 1,0 \text{ мм};$$

$$d = (32...44) \text{ мм} - f = 1,2 \text{ мм};$$

$$d = (45...50) \text{ мм} - f = 1,6 \text{ мм};$$

$$d = (52...65) \text{ мм} - f = 2,0 \text{ мм};$$

$$d = (67...85) \text{ мм} - f = 2,5 \text{ мм}.$$

Приняв величину f , вычисляем значение $d_{бк4}$ и округляем его в большую сторону до целого числа миллиметров.

Диаметр буртика под подшипник

$$d_{бп4} = d_{п4} + 3r.$$

Величина r принимается по рекомендациям, данным при проектировании входного вала. Удобно, когда значения $d_{бп4}$ и $d_{бк4}$ – совпадают. Если разница между рассчитанными диаметрами не превышает 3 мм можно принять их одинаковыми, равными большему размеру (принять $d_{бк4} = d_{бп4}$).

2.3.1.3 Выбор подшипников

Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей, они воспринимают нагрузки, действующие на валы, и обеспечивают требуемое положение оси вращения валов в процессе работы. По виду трения различают подшипники скольжения и качения. В зависимости от характера воспринимаемой нагрузки различают подшипники: радиальные, воспринимающие в основном радиальную нагрузку; радиально-упорные, воспринимающие радиальную и осевую нагрузки; и упорные, воспринимающие осевые нагрузки. В проектируемом редукторе с прямозубыми колесами осевых сил в зацеплении, как известно, не возникает, поэтому следует использовать радиальные подшипники. Наиболее дешевыми и удобными в эксплуатации являются подшипники шариковые радиальные однорядные (рис. 3.4). Большинство широко применяемых подшипников стандартизованы, их параметры принимают по ГОСТ в зависимости от диаметра посадочного отверстия d . Подшипники с одним и тем же диаметром посадочного отверстия могут иметь различные серии, отличающиеся величиной наружного диаметра D , шириной B и нагрузочной способностью. Нагрузочная способность подшипника характеризуется двумя показателями: динамической грузоподъемностью C_r , кН и статической грузоподъемностью $C_{ор}$, кН.

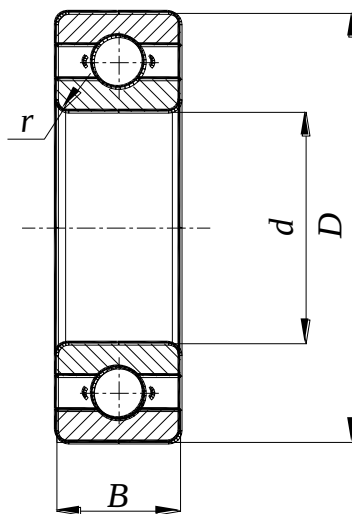


Рис. 3.4 Эскиз шарикового радиального однорядного подшипника.

Наибольшее распространение имеют подшипники легкой и средней серий.

Основные характеристики шариковых радиальных подшипников приведены в табл. 3.2. Более подробные сведения и информацию о других типах подшипников можно найти в [1, 4, 6, 9, 10].

Таблица 3.2

Подшипники шариковые радиальные однорядные (из ГОСТ 8338-75)

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	Динамическая C_r	Статическая C_{or}
Легкая серия						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3	70,2	45,0
Средняя серия						
304	20	52	15	2	15,9	7,08
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	110	27	3	61,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0

Пример полного обозначения подшипника 209: «Подшипник 209 ГОСТ 8338-75».

Выбрав подшипники к проектируемому редуктору, следует после краткого обоснования привести в пояснительной записке эскиз, основные характеристики и полное обозначение подшипников. Характеристики выбранных подшипников удобно свести в таблицу, примерная форма которой приведена ниже.

Таблица 3.3

Характеристика подшипников, мм

Вал	$d_{\text{п}}$	Условное обозначение	d	D	B	r	C_r , кН	C_{or} , кН
2-3								
4								

2.3.1.4 Эскизное проектирование редуктора

Задача данного этапа проектирования состоит в том, чтобы «наложить» предварительно спроектированные валы и подшипники на вычерченные ранее на миллиметровке (рис. 3.1) контуры передачи и редуктора, определив при этом осевые размеры участков валов. Вычерчивая валы на компоновке необходимо, прежде всего, обратить внимание на положение подшипников, решив предварительно вопрос их смазывания. Принято считать [1], если скорость в зацеплении V_{34} (формула 2.32) более 1 м/сек, то подшипники могут смазываться за счет разбрызгивания зубчатым колесом масла, заливаемого в редуктор. Подшипники при этом следует располагать как можно ближе к зубчатым колесам, торец подшипника можно совмещать с внутренней поверхностью стенки корпуса. Если окружная скорость в зацеплении V_{34} менее 1 м/сек, то разбрызгивание масла будет недостаточно интенсивным для смазки подшипников; их следует сместить вглубь подшипникового узла на 10-15 мм от внутренней поверхности стенки корпуса. В зазор устанавливаются мазеудерживающие кольца, а подшипниковые узлы заполняются пластичным смазочным материалом [1].

Вычерчивая валы на компоновке, (рис. 3.5) будем располагать подшипники у внутренней поверхности стенки. Шестерню выполняем заодно с валом, колесо – съемное. Участки вал-шестерни от торца шестерни до торца подшипника выполняем диаметром $d_{\text{бп3}}$, под подшипниками – диаметром $d_{\text{п3}}$, выходной конец – диаметром $d_{\text{в3}}$. На выходном валу: участок под колесом выполняем диаметром $d_{\text{к4}}$, от колеса до подшипника, с одной стороны – $d_{\text{бк4}}$, с другой – $d_{\text{п4}}$ и устанавливаем распорную втулку между колесом и подшипником, обеспечивающую взаимную осевую фиксацию колеса и подшипника. На данном этапе нет возможности точно определить положение буртиков хвостовиков, предварительно можно принять $l_{13} \approx 1,5 d_{\text{п3}}$ и $l_{14} \approx 1,5 d_{\text{п4}}$. Длины выходных концов валов l_3 и l_4 должны соответствовать стандарту и принимаются по табл. 3.1, предпочтительно применение коротких хвостовиков.

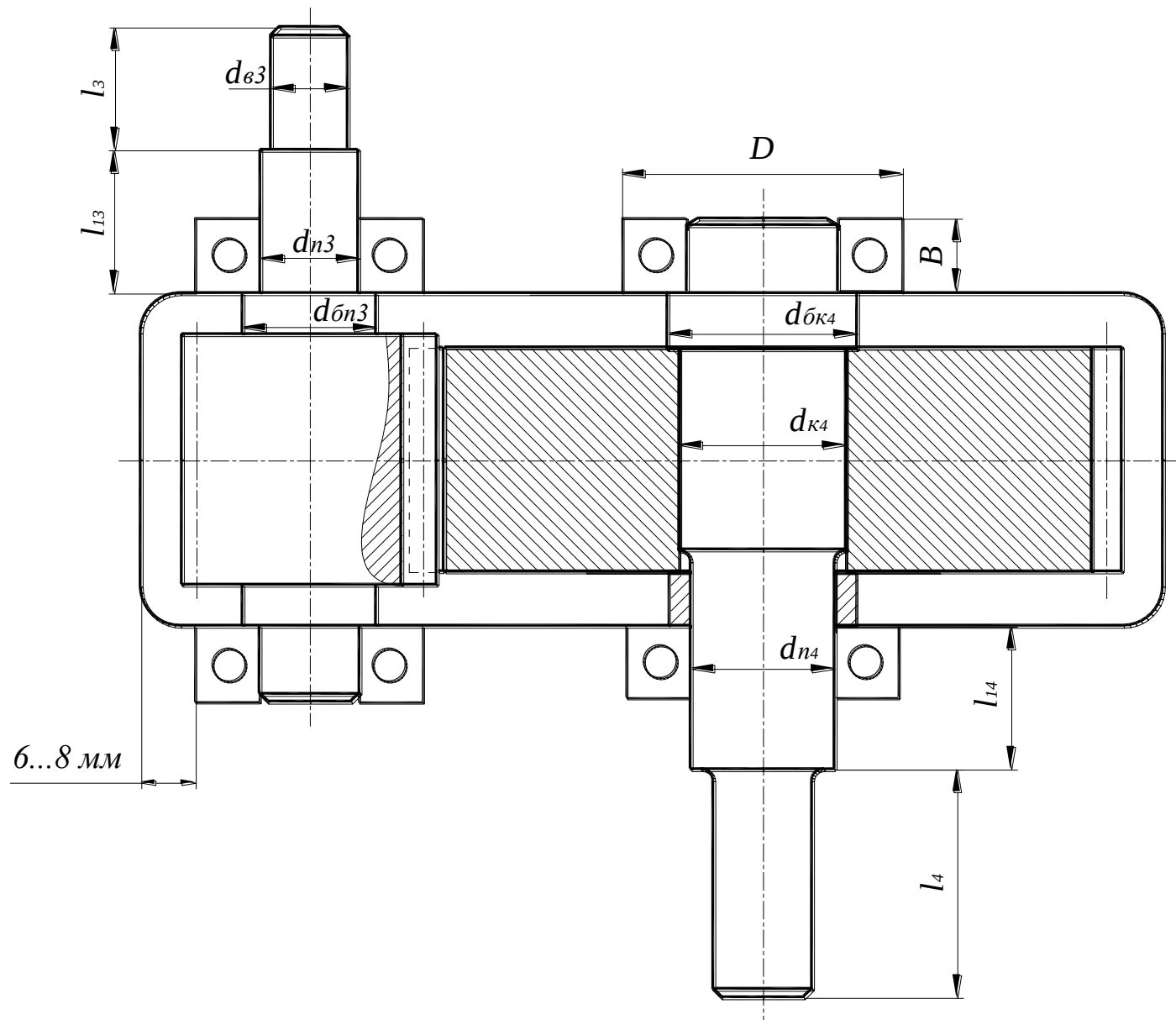


Рис. 3.5 Первый этап эскизной компоновки.

2.3.1.5 Проектирование фланцев корпуса

Определяем толщину стенки корпуса δ

$$\delta \geq 0,025 a_{34} + 1 \text{ мм} \quad (3.15)$$

По технологическим соображениям из условия получения отливки толщина стенки должна быть не менее 8 мм. Если расчетное значение δ оказалось меньше 8 мм – принимаем $\delta = 8$ мм.

Наружную поверхность стенки корпуса прочерчиваем на компоновке штриховой линией по контуру редуктора (рис. 3.6).

Редуктор выполняется с разъемом по плоскости, в которой лежат оси валов, состоит из двух частей крышки и основания корпуса. Соединение крышки и основание, осуществляется с помощью фланца, опоясывающего редуктор. Во фланце выполняются отверстия, в которые устанавливаются болты, после затяжки гаек, жестко соединяющие крышку и основание, создавая цельную конструкцию.

Размеры фланцев и положение отверстий под болты определяются в зависимости от диаметра болтов. В редукторах обычно используют три типоразмера стяжных болтов.

Болты диаметром d_1 , крепящие редуктор к раме или фундаменту (фундаментные болты), устанавливаются в нижнем фланце основания корпуса и на данном этапе компоновки не прочерчиваются. Диаметр фундаментных болтов можно определить по эмпирической формуле: [4, 6].

$$d_1 \geq (0,03 \dots 0,033) a_{34} + 12 \text{ мм} \quad (3.16)$$

Болты выполняются, как правило, с метрической резьбой, диаметры резьбы стандартизованы. Наружные диаметры наиболее распространенных резьб первого ряда (предпочтительного применения), могут иметь значение отмеченные в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Диаметры болтов и размеры фланцев

Наружный диаметр резьбы d , мм	10	12	16	20	24
Обозначение резьбы	M10	M12	M16	M20	M24
Параметр C , мм	16	18	21	25	34
Параметр K , мм	28	33	39	48	54

Конкретное значение диаметра фундаментных болтов принимается как ближайшее большее из стандартного ряда от рассчитанного по формуле (3.16).

Диаметр болтов, соединяющих крышку и основание редуктора у подшипников

$$d_2 \geq (0,7 \dots 0,75) d_1; \quad (3.17)$$

окончательно принимается как ближайшее большее из стандартного ряда.

Диаметр болтов, соединяющих крышку и основание редуктора в прочих местах

$$d_3 \geq (0,5 \dots 0,6) d_1 \quad (3.18)$$

принимается как ближайшее большее из стандартного ряда.

Принятые значения диаметров болтов и обозначения резьбы записывается в пояснительной записке.

В зависимости от диаметра болта, по табл. 3.4 принимается расстояние C от наружной поверхности корпуса редуктора до центра соответствующего отверстия под болт и расстояние K от наружной поверхности стенки до кромки фланца.

Намечаем вдоль длинной и короткой сторон редуктора линии, на которых должны лежать центры отверстий под болты (по размеру C_2 и C_3). Проводим линии соответствующие кромке фланца (по размеру K_2 и K_3) по контуру редуктора (рис. 3.6).

Отверстия под болты диаметром d_2 (у подшипников) должны располагаться как можно ближе к подшипникам. Минимальное расстояние от поверхности отверстия под подшипники до центра отверстия под болты должно быть не меньше диаметра отверстия под болты d_{02} . Обычно это расстояние принимают как $(d_{02} + 3 \text{ мм})$. Диаметры отверстий под болты должны быть несколько больше диаметра болтов

$$d_{0i} = d_i + (1 \dots 2) \text{ мм, (где } i = 1 \dots 3).$$

Если между подшипниками во фланце два болта нет возможности разместить, то можно установить один болт посередине.

Болты диаметром d_3 располагаются во фланце обычно с коротких сторон редуктора таким образом, чтобы расстояние между болтами по периметру фланца было примерно одинаковым.

После прочерчивания наружной кромки фланца можно окончательно определить положение буртиков на хвостовиках, они должны отстоять от фланца на расстоянии $(10 \dots 15) \text{ мм}$.

Определив положение буртиков, окончательно вычерчиваем выходные концы валов, учитывая, что их длина l_3 и l_4 принимается по стандарту (табл. 3.1).

2.3.1.6 Проектирование крышек подшипниковых узлов

Крышки подшипниковых узлов предназначены для герметизации корпуса редуктора, изоляции подшипниковых узлов от внешней среды и, с другой стороны, препятствуют вытеканию смазки из подшипниковых узлов и редуктора в целом. Крышки закрывают сквозные отверстия под подшипники в корпусе и одновременно служат упором для наружных колец подшипников, препятствуя осевому смещению валов.

В редукторах общего назначения в основном используют крышки двух типов: привертные (фланцевые) и закладные (врезные). Привертные крышки фиксируются на корпусе с помощью винта, они более сложны в изготовлении и используются обычно для обеспечения регулировки зацепления и подшипников. Закладные крышки отличаются простотой и особенно удобны в нерегулируемых редукторах.

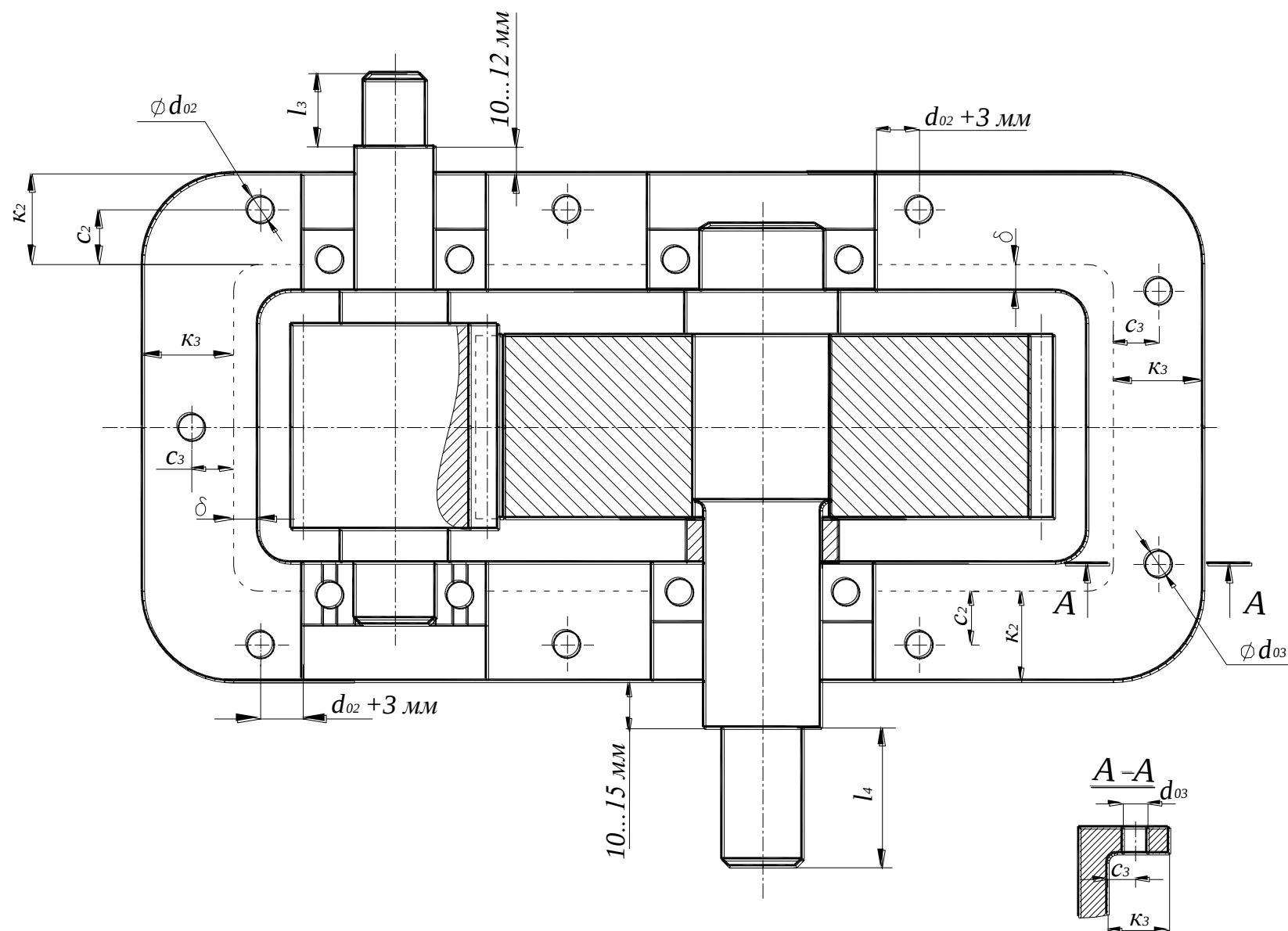


Рис. 3.6 Оформление фланцев редуктора

Проектируя редуктор с цилиндрическими прямозубыми колесами и валами, установленными на шариковых радиальных подшипниках можно использовать закладные крышки. Все крышки, подшипниковых узлов, в том числе и закладные могут быть глухими и сквозными. Глухие крышки полностью закрывают отверстие под подшипник. Сквозные крышки устанавливаются на входных и выходных валах со стороны хвостовиков, сквозь них проходят валы и отверстия для валов уплотняются с целью обеспечения герметичности специальными устройствами. Типовые конструкции закладных крышек приведены на рис. 3.7.

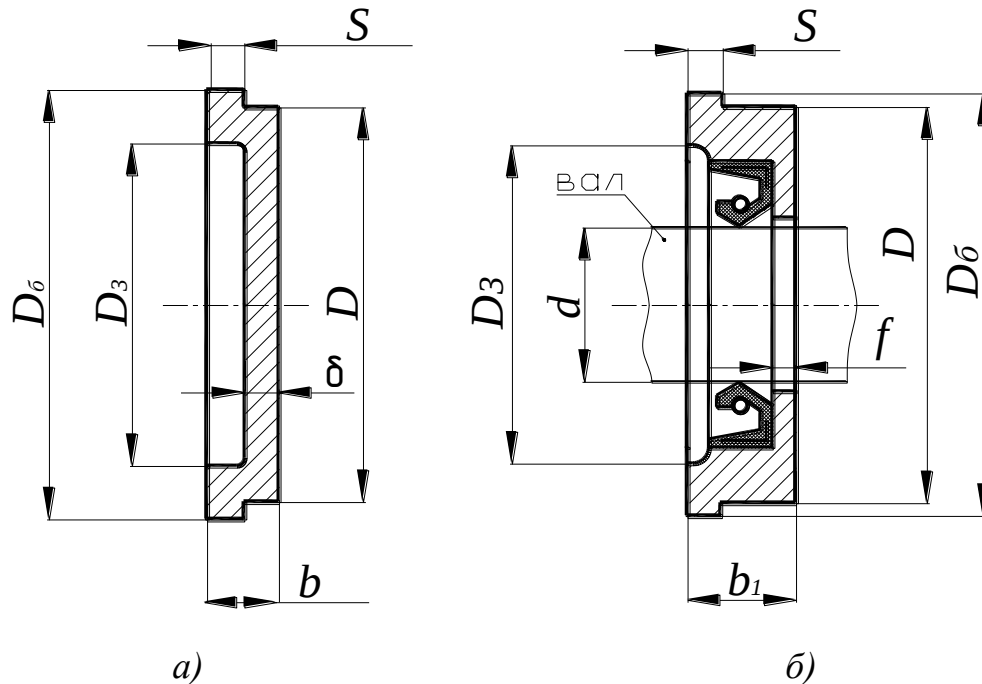


Рис. 3.7 Крышки подшипниковых узлов: а) глухая; б) сквозная.

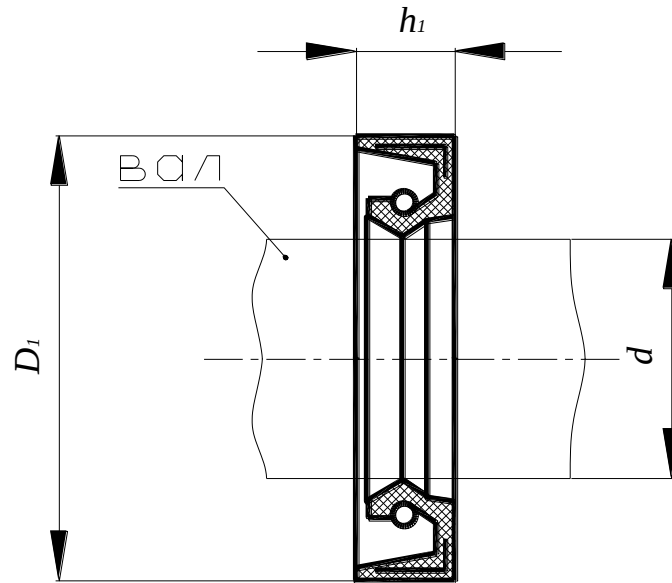
Основные размеры крышек принимаются в зависимости от диаметра посадочной поверхности D (диаметра отверстия под подшипник). Основным параметром крышки обычно считают толщину стенки δ . Величину δ и прочие размеры можно принимать по следующим рекомендациям.

Диаметр D , мм	до 62 мм	63...95	100...145	150...220
Толщина δ , мм	5	6	7	8
Ширина буртика	$S \approx \delta$			
Диаметр буртика	$D_6 = D + S$			
Диаметр D_3	$D_3 = D - 2\delta$			
Ширина глухой крышки	$b \approx 2\delta$			
Толщина стенки сквозной крышки	$f \approx 0,5\delta$			

Размеры выточки под уплотнение в сквозной крышке определяются размерами уплотнения. Предлагается использовать в качестве уплотнений наиболее удобные и широко распространенные в настоящее время резиновые манжеты.

Таблица 3.5

Манжеты резиновые армированные для валов (из ГОСТ 8752-79), мм



Диаметр вала d	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
Наружный диаметр D_1	40	42	52	58	60	65	70	80	85	90	95
Ширина h_1	8	8	10	10	10	10	10	10	10	10	10

Пример обозначения манжеты для вала диаметром $d = 50$ мм с наружным диаметром $D_1 = 70$ мм из резины 3 группы: Манжета 1-50×70-3 ГОСТ 8752-79.

Более подробные сведения о параметрах манжет можно найти в [1, 4, 6].

Оформляя пояснительную записку, необходимо выписать параметры выбранных манжет и их обозначения.

Ширину сквозной крышки можно определить как

$$b_1 \geq f + h_1 + (2 \dots 3) \text{ мм, но не менее, чем } b_1 = 2\delta; f \approx 3 \text{ мм.}$$

Вычерчивая крышки подшипниковых узлов на компоновке редуктора, следует располагать их таким образом, чтобы внешний торец крышки совпадал с кромкой фланца (рис. 3.8). В зазор между торцом наружного кольца подшипника и внутренним торцом крышки следует установить распорное кольцо, обеспечивающее осевую фиксацию подшипника. На рис. 3.8 распорные кольца обозначены – 1 и 2.

Распорные кольца позволяют упростить конструкцию крышек и служат одновременно компенсирующим элементом в размерной цепи. Подбирая ширину кольца при сборке редуктора, можно достаточно просто обеспечить совпадение упорных буртиков крышек и выточек в подшипниковых отверстиях корпуса редуктора при ограниченной точности выполнения осевых размеров вала и сопряженных деталей. Ширина кольца определяется по фактическому зазору между торцом крышки и подшипника.

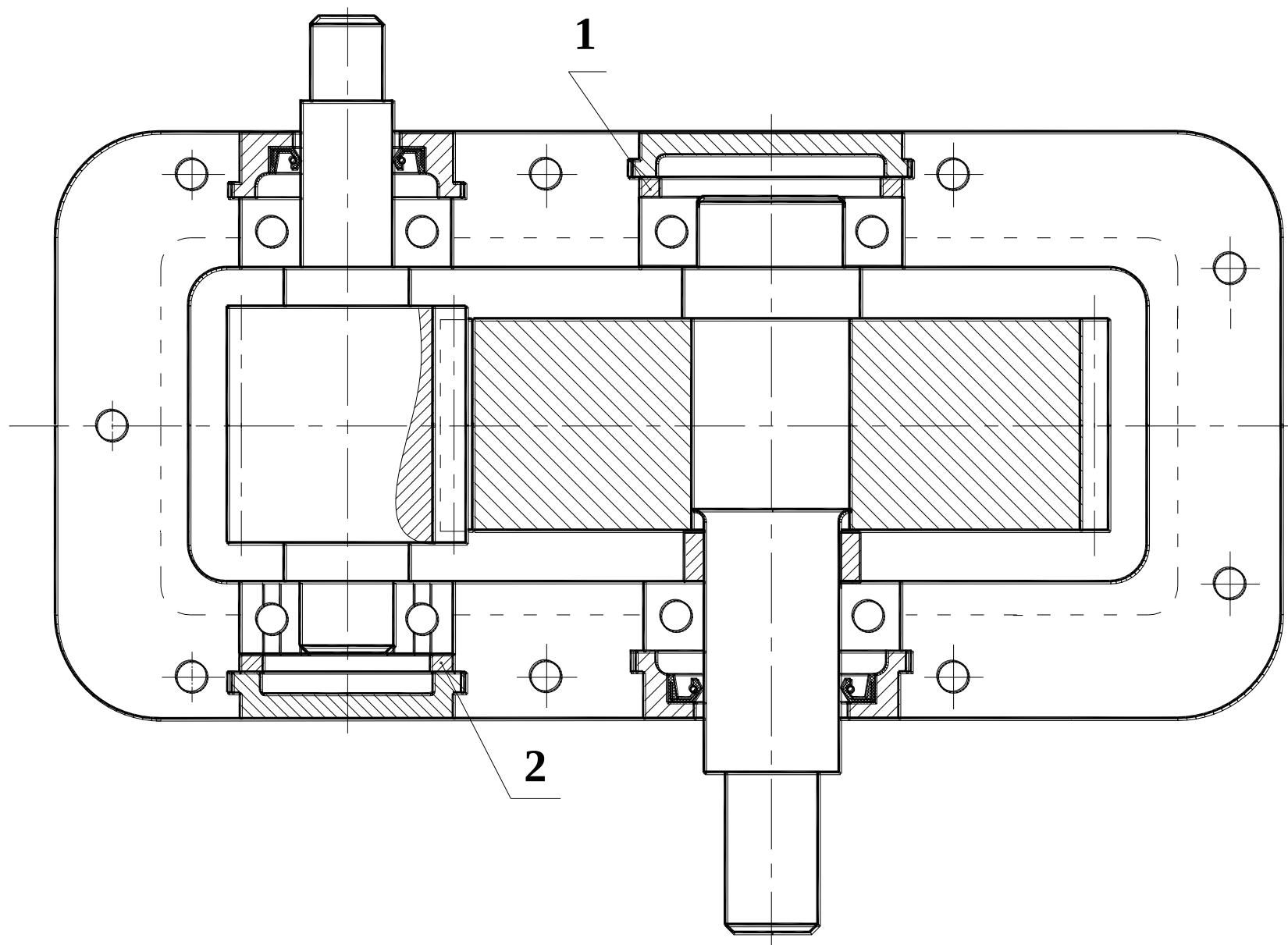


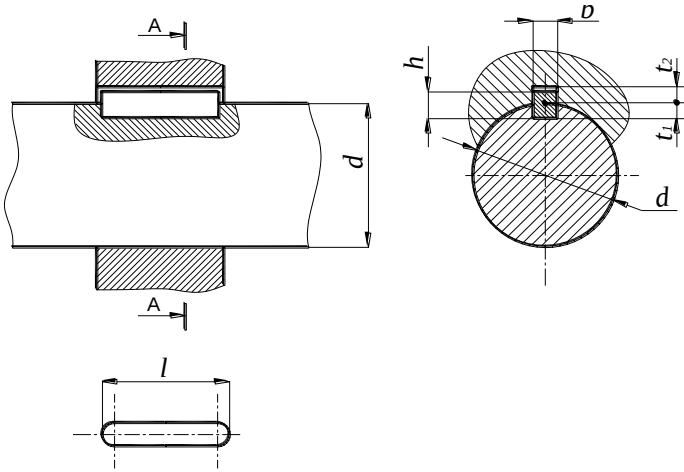
Рис. 3.8 Эскизная компоновка редуктора в плоскости разъема

2.3.1.7 Проектирование шпоночных соединений

Для передачи вращательного движения от вала к колесу и наоборот можно использовать различные средства [1], при невысокой массовости производства наиболее удобным принято считать соединение вала и ступицы при помощи шпонки. Шпонка – это деталь, устанавливаемая в пазах соприкасающихся деталей и препятствующая их относительному повороту или сдвигу. Количество видов шпоночных соединений велико. В редукторах общего назначения, для валов, испытывающих значительные нагрузки целесообразно применение ненапряженных соединений призматическими шпонками. Призматические шпонки стандартизованы, их параметры принимаются в зависимости от диаметра вала и длины ступицы детали одеваемой на вал. Параметры шпонок для цилиндрических участков валов приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6

Шпонки призматические (из ГОСТ 23360-78), мм

 Диаметр вала d	Сечение шпонки		Глубина паза вала t_1	Глубина паза ступицы t_2
	b	h		
17...22	6	6	3,5	2,8
22...30	8	7	4	3,3
30...38	10	8	5	3,3
38...44	12	8	5	3,3
44...50	14	9	5,5	3,8
50...58	16	10	6	4,3
58...65	18	11	7	4,4
65...75	20	12	7,5	4,9
75...85	22	14	9	5,4

Примечание: 1. Длину призматической шпонки выбирают из ряда: 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 120.

2. Пример обозначения шпонки с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 80$ мм : «Шпонка 18x11x80 ГОСТ 23360-78».

В проектируемом редукторе шпонки следует устанавливать: на выходном конце входного вала 2-3 – для передачи вращающего момента со шкива на вал, на выходном валу 4 – для передачи момента с колеса на вал, на выходном конце выходного вала 4 – для передачи момента с вала на муфту.

Длина шпонки l принимается из стандартного ряда (табл. 3.6 примечание) в зависимости от длины участка вала на котором шпонка установлена или в зависимости от длины ступицы детали, устанавливаемой на данный участок вала. Рекомендуется длину шпонки на выходных концах входного и выходного валов принимать на (5...10) мм короче длины выходных концов; длину шпонки под колесом 4 принимать как ближайшее меньшее значение из стандартного

ряда от длины ступицы колеса. Длину ступицы на данном этапе можно принимать равной ширине зубчатого венца b_4 . Выбранные параметры шпонок рекомендуется свести в таблицу, примерная форма которой приведена ниже (табл. 3.7).

В пояснительной записке следует привести эскиз шпоночного соединения, параметры выбранных шпонок и их обозначение.

Таблица 3.7.

Параметры шпонок, мм							
Вал	Место установки	Диаметр участка вала d	Сечение шпонки		Глубина паза		Длина шпонки l
			b	h	Вала t_1	Ступицы t_2	
2-3	Выходной конец (под шкив)						
4	Под колесо						
4	Выходной конец (под полумуфту)						

2.3.1.8 Конструирование зубчатых колес

Обычно в конструкции зубчатых колес выделяют три элемента (рис. 3.9): обод, диск и ступица.

Формы отмеченных элементов могут быть различными и зависят в основном от массовости производства, способа получения заготовок и размеров зубчатых колес [1, 4, 6]. При серийном производстве с годовым объемом выпуска более 100 шт. заготовки обычно получают штамповкой в двухсторонних штампах. Форму зубчатых колес в этом случае можно проектировать по рис. 3.10. Для свободной выемки заготовки из штампа принимают значения штамповочных уклонов $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусов закруглений $R \geq 6$ мм.

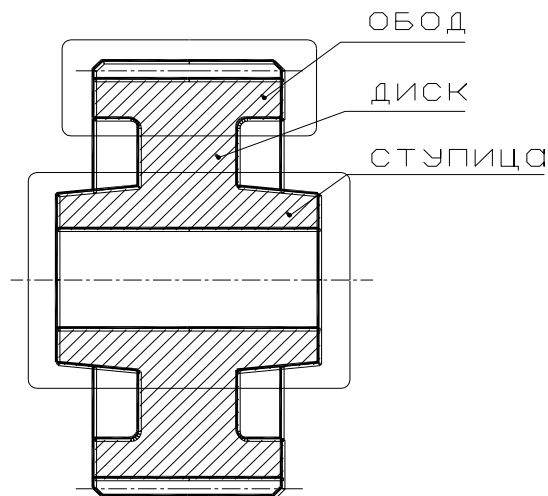


Рис. 3.9 Элементы зубчатого колеса.

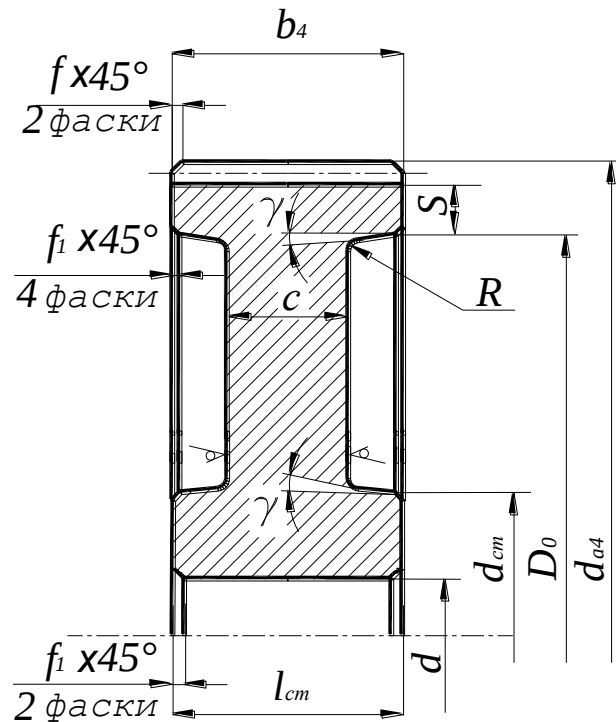


Рис. 3.10 Типовая конструкция зубчатого колеса.

Длину посадочного отверстия колеса (длину ступицы) $l_{ст}$ желательно принимать равной или больше ширины зубчатого венца

$$l_{ст} \geq b_4. \quad (3.21)$$

Принятую длину ступицы согласуют с диаметром посадочного отверстия (диаметром участка вала под колесом) d , обычно

$$l_{ст} = (1,0 \dots 1,2) d. \quad (3.22)$$

Если условие (3.22) при $l_{ст} = b_4$ не выполняется, то следует увеличить длину ступицы до необходимого размера, выполнив её шире венца колеса. В последующем возможна ещё одна корректировка длины ступицы в сторону увеличения, на стадии проверочных расчетов при проверке прочности шпоночных соединений. Увеличение длины ступицы от принятой по условию (3.21) возможно потребует изменения осевых размеров вала и увеличения ширины всего редуктора.

Диаметр ступицы $d_{ст}$ назначают в зависимости от материала ступицы; для стальной ступицы, что соответствует подавляющему большинству случаев

$$d_{ст} = 1,55 d. \quad (3.23)$$

Толщина обода S может определяться из различных соображений. Можно рассчитывать непосредственно размер как

$$S \approx 2,5 m, \quad (3.24)$$

где m – модуль зубчатого колеса.

В ряде случаев удобно определять чертежный размер D_0 как

$$D_0 \approx d_4 - 8 m, \quad (3.25)$$

где d_4 – делительный диаметр зубчатого колеса.

Толщина диска c также может назначаться исходя из различных условий [1, 4, 9]. Наиболее простой подход – в зависимости от ширины зубчатого венца

$$c \approx 0,33 b_4 \quad (3.26)$$

На торцах зубчатого венца выполняются фаски f , их размер обычно принимается в зависимости от модуля зубчатого колеса

$$f = (0,5 \dots 0,6) m$$

и округляют до стандартного значения (см. ниже значения f_1).

Острые кромки на торцах ступицы (в отверстии и на внешней поверхности), а также на торцах обода притупляют фасками, их размер f_1 принимают в зависимости от диаметра посадочного отверстия

d , мм	20...30	30...40	40...50	50...80	80...120
f_1 , мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5.

2.3.2 Разработка главного вида редуктора (компоновка 2)

Второй этап компоновки решает задачу рационального размещения элементов редуктора, в вертикальной плоскости и может рассматриваться как подготовка к выполнению чертежа главного вида редуктора.

2.3.2.1 Проектирование основных элементов корпуса редуктора

Корпус редуктора служит основой для размещения всех деталей редуктора. В корпусе устанавливаются зубчатые колеса, валы, подшипники и прочие элементы. При его проектировании должны быть обеспечены прочность и жесткость, исключающие переносы валов в процессе работы под нагрузкой. Корпуса редукторов могут быть цельные и разъемные. В первом случае корпус представляет собой единую коробчатую конструкцию с отверстиями, позволяющими устанавливать внутри корпуса детали передач. Разъемные корпуса для цилиндрических зубчатых передач имеют большее распространение. Детали корпуса обычно изготавливают литьем из чугуна не ниже марки СЧ15. Плоскость разъема обычно выполняют проходящей по осям вращения валов. Корпус в этом случае состоит из основания и крышки корпуса, соединяемых по периметру болтами и гайками или винтами. При выполнении курсовой работы рекомендуется использовать разъемные корпуса.

Разработка эскизной компоновки редуктора в вертикальной плоскости (главный вид) осуществляется на основе выполненной ранее компоновки в горизонтальной плоскости. В проекционной связи с компоновкой в горизонтальной плоскости намечают оси шестерни и зубчатого колеса. Тонкой линией проводят линию разъема редуктора. Относительно выбранных осей вращения звеньев тонкой линией проводят окружности, соответствующие окружностям вершин зубьев шестерни и колеса с диаметрами d_{a3} и d_{a4} (рис. 3.11).

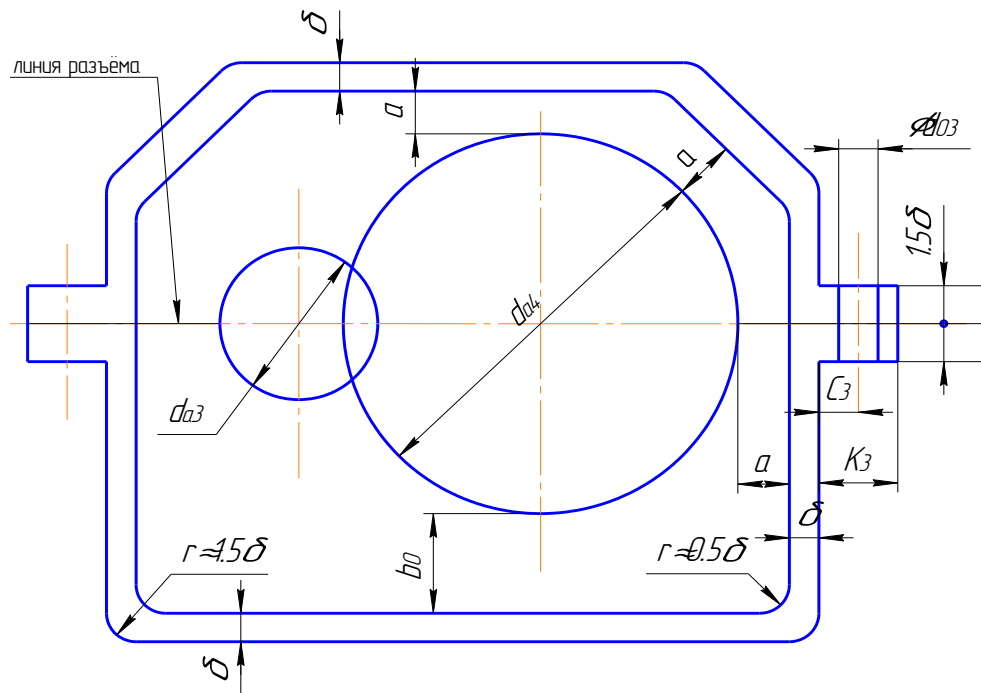


Рис. 3.11 Вычерчивание контуров редуктора

Окружности должны пересекаться. На расстоянии a , определенного в п. 2.3.1.1, от контуров колеса справа и сверху проводим горизонтальные и вертикальные линии, определяющие внутренние поверхности стенки корпуса. Левая стенка корпуса должна отстоять от контуров шестерни на расстоянии, определенном на первой компоновке после прочерчивания подшипников вала-шестерни.

Нижняя стенка редуктора (основание) должна отстоять от нижней кромки колеса на расстоянии $b_0 \geq 4a$.

Верхние углы крышки редуктора можно скруглить радиусом или оформить прямыми линиями под углом 45° , выдерживая расстояние « a » (рис. 3.11).

Проводим наружную поверхность стенки корпуса на расстоянии δ от внутренней поверхности по всему контуру редуктора. Толщина стенки δ корпуса была определена в п. 2.3.1.5.

Намечаем фланцы крышки и основания корпуса их толщина δ_1 должна быть не менее $1,5\delta$. Ширина фланца с боковых сторон корпуса k_3 , диаметр отверстия d_{03} и положение центра отверстия c_3 под болт диаметром d_3 определены в п. 2.3.1.5 и уже отмечены на первой компоновке.

Для жесткой фиксации подшипников на стенке крышки и основания корпуса следует предусмотреть специальные приливы (бобышки). В бобышках выполняются отверстия диаметром D_3 и D_4 , соответствующие наружным диаметрам подшипников входного и выходного валов (рис. 3.12). Наружный диаметр бобышек D_{63} и D_{64} при использовании закладных крышек подшипниковых узлов (см. п. 2.3.1.6) можно определить как

$$D_{63} = 1,4 D_3 \text{ и } D_{64} = 1,4 D_4.$$

Контуры бобышек под подшипники (окружности диаметром D_3 , D_4 , D_{63} , D_{64}) проводим на компоновке редуктора.

Для прочерчивания болтов, соединяющих крышку и основание редуктора у подшипников (болт диаметром d_2) проводим оси отверстий под болты в соответствии с их положением на горизонтальной компоновке. Намечаем стенки отверстий. Обычно отверстия по касательной пересекает построенную бобышку под подшипник. Выполнять такое отверстие и устанавливать в нем болты крайне сложно. Необходимо предусмотреть специальные приливы (бобышки) под головку и гайку болта. Форма и размеры бобышек определяются типом и размером болтов. Наиболее просто вопросы решаются при использовании болтов с шестигранной уменьшенной головкой по ГОСТ 7796-70.

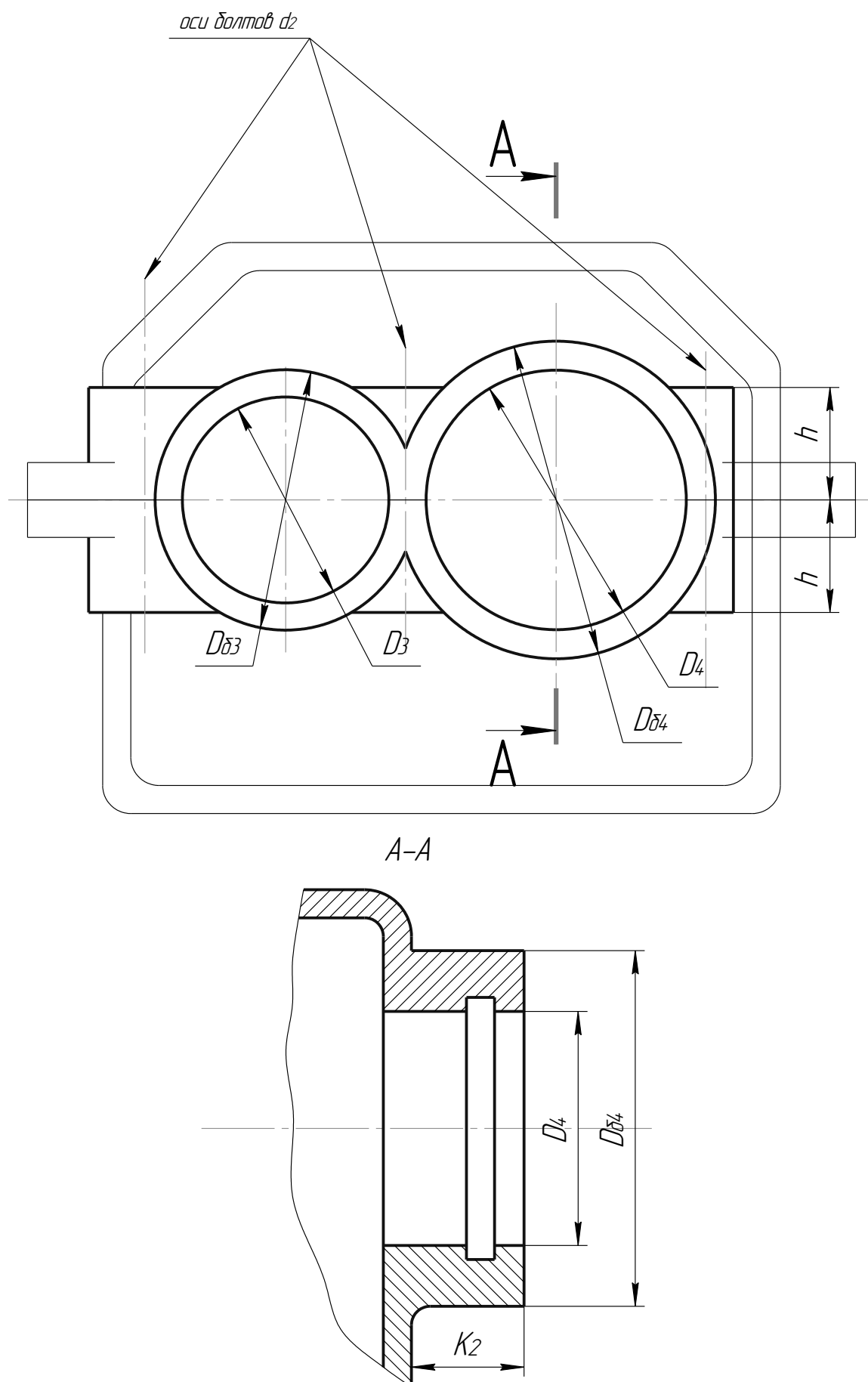
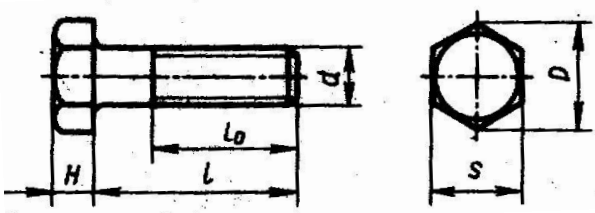


Рис. 3.12 Проектирование бобышек

Болт с шестигранной уменьшенной головкой класса точности В
(из ГОСТ 7796-70)

		Основные параметры болтов				
		d	S	D	H	l
		8	12	13,1	5	8...100
		10	14	15,3	6	10...200
		12	17	18,7	7	14...260
		16	22	23,9	9	20...300
		20	27	29,6	11	25...300
		24	32	35,0	13	35...300

Размер l (мм) в указанных пределах брать из ряда чисел: 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150.

Пример условного обозначения болта диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 60$ мм с крупным шагом резьбы: «Болт М12х60 ГОСТ 7796-70»

Следует выписать обозначение и основные размеры выбранных в п. 2.3.1.5 болтов.

Определяя высоту бобышки h под болт d_2 и её ширину следует относительно оси болта наметить габариты головки болта D (рис. 3.13).

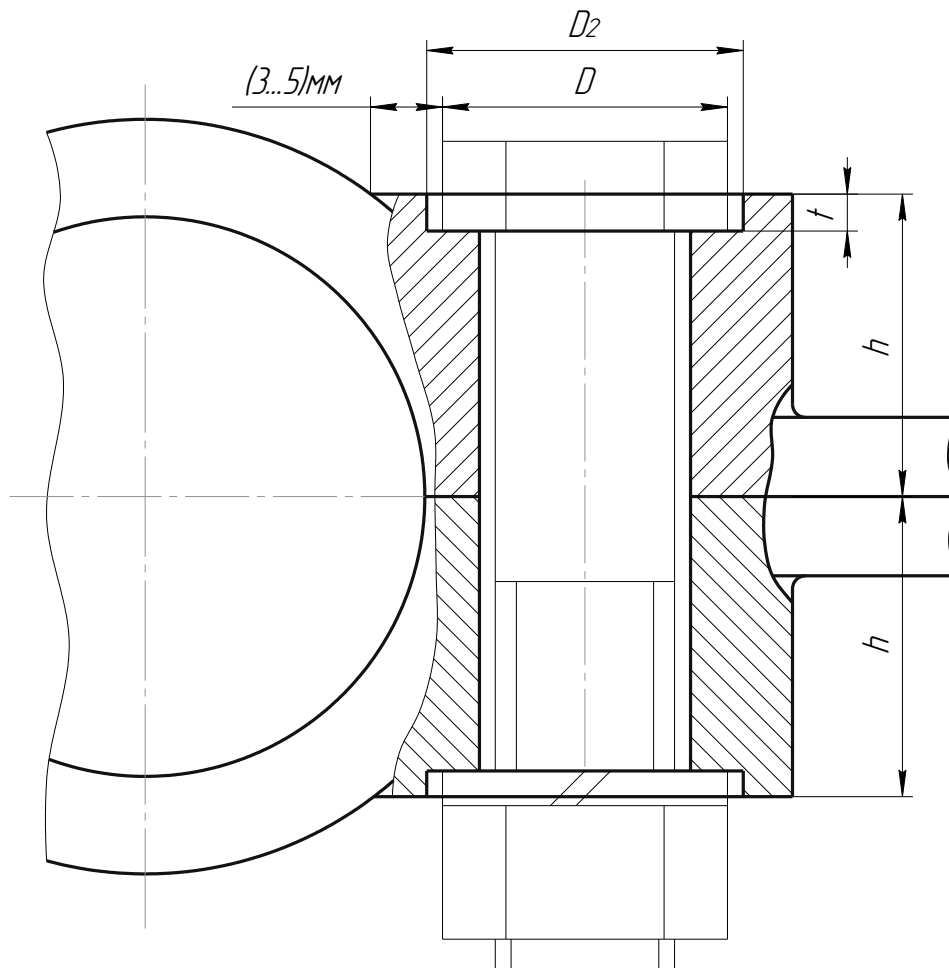


Рис. 3.13 Проектирование бобышек под болты

Поверхность бобышки, на которую должна опираться головка болта (размер h) проводим таким образом, чтобы от габаритного размера головки болта до наружной поверхности бобышки под подшипник выдерживалось расстояние (3...5) мм. Это позволит не только надежно установить головку болта и гайку, но и создаст удобства при использовании инструмента для затяжки гайки.

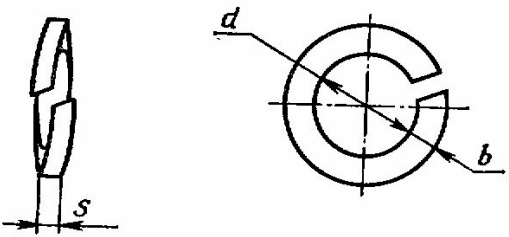
Опира́ть головку болта и гайку непосредственно на поверхность бобышки не рекомендуется, так как полученная литьем поверхность имеет значительную шероховатость. Следует предусмотреть местную обработку (цековку) опорной поверхности бобышки вокруг отверстия под болт со стороны головки и гайки. Диаметр обрабатываемой поверхности D_2 должен быть больше диаметра головки болта или гайки

$$D_2 = D + (3 \dots 4) \text{ мм.}$$

Глубина обработки t строго не регламентируется. Можно принимать $t \approx (1 \dots 2) \text{ мм}$. Под гайку болта с целью уменьшения вероятности самоотвинчивания гайки рекомендуется устанавливать пружинную шайбу по ГОСТ 6402-70.

Таблица 3.9

Шайбы пружинные (из ГОСТ 6402-70)

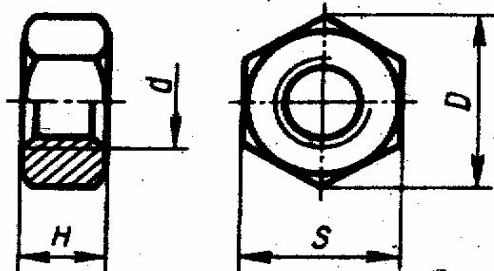
	Номинальный диаметр резьбы болта, мм	d , мм	$S = b$, мм
	10	10,2	2,5
	12	12,2	3,0
	16	16,3	3,5
	20	20,5	4,5
	24	24,5	5,5

Пример условного обозначения нормальной пружинной шайбы из стали 65Г для болта диаметром резьбы $d = 12 \text{ мм}$: «Шайба 12 65Г ГОСТ 6402-70».

Гайку, обеспечивающую затяжку соединения, можно принимать по ГОСТ 15521-7 в соответствии с резьбой принятых болтов.

Таблица 3.10

Гайки шестигранные с уменьшенным размером «под ключ» класса точности В (из ГОСТ 15521-70)

	Номинальный диаметр резьбы болта d , мм	S , мм	D	H
	10	14	15,3	8
	12	17	18,7	10
	16	22	23,9	13
	20	27	29,6	16
	24	32	35,0	19

Пример условного обозначения гайки с диаметром резьбы $d = 12$ мм, крупным шагом: «Гайка М12 ГОСТ 15521-70».

На чертеже редуктора одно из болтовых соединений необходимо показать в разрезе.

При проектировании литых корпусных деталей следует отделять обрабатываемые поверхности от «черных» (необрабатываемых). Места, подлежащие обработке должны выделяться над основной черной поверхностью детали, образуя платики. Высота платиков после обработки h_n должна быть $h_n = (0,4 \dots 0,5) \delta$, где δ толщина стенки корпуса.

Опорную поверхность основания корпуса удобно выполнять в виде двух платиков, расположенных в местах установки болтов. Такое расположение снижает расход металла и уменьшает время обработки опорных поверхностей. При проектировании элементов крепления редуктора в виде фланцев (рис. 3.14), опорные поверхности выполняют как два длинных параллельно расположенных платика. Ширина платика $l = K_1 + 2\delta$, толщина фланца при отсутствии специальных приливов под болты $h_\phi \approx 2,35\delta$. Количество фундаментных болтов, зависит от габаритов редуктора; при межосевом расстоянии $a_{12} \leq 250$ мм можно принимать число болтов $n = 4$, по два с каждой стороны редуктора. Располагать отверстия на фланцах следует на расстоянии примерно $2 d_{01}$ от кромок фланцев.

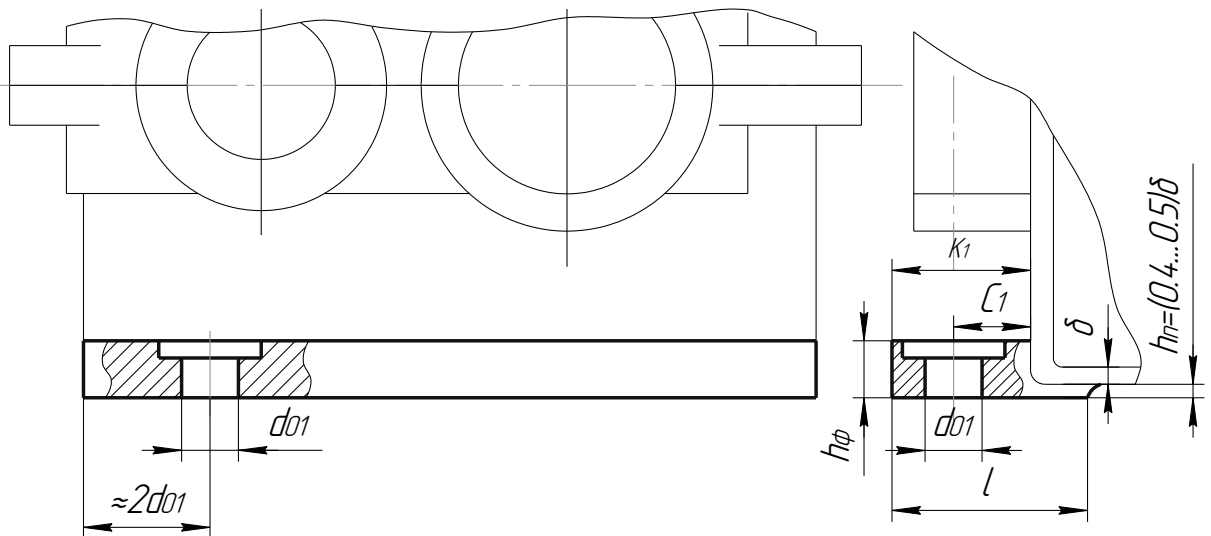


Рис. 3.14 Проектирование опорных фланцев редуктора

Следует обратить внимание на обеспечение возможности строгой фиксации крышки редуктора относительно основания. Это требование обусловлено прежде всего тем, что подшипниковые гнезда в корпус должны иметь правильную цилиндрическую форму. При сборке редуктора, во время затяжки болтов, соединяющих основание корпуса с крышкой, возможно смещение крышки относительно основания, что вызовет деформацию

наружных колец подшипников, имеющих малую жесткость, шум подшипников при работе и снижение их срока службы.

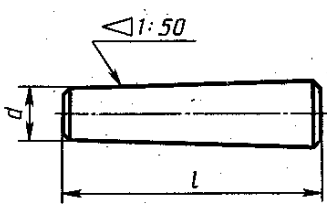
Точность фиксирования достигается установкой штифтов, которые располагаются на возможно большем расстоянии друг от друга, обычно во фланцах крышки и основания корпуса.

Диаметр штифтов $d_{\text{шт}} = (0,7 \dots 0,8) d_3$,

где d_3 – диаметр крепежного болта, соединяющего крышку и основание корпуса. Обычно применяют два конических штифта. Штифты стандартизованы, их параметры можно выбрать по [1, 4, 6]. Некоторые значения размеров конических штифтов приведены ниже.

Таблица 3.11

Штифты конические (из ГОСТ 3129-70)

	$d_{\text{шт}}$	6	8	10	12
	L	20...40	25...50	30...50	35...70

Конкретные значения размера L брать из ряда чисел: 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60.

Пример условного обозначения конического штифта $d_{\text{шт}} = 10$, $L = 35$ мм: «Штифт 10x35 ГОСТ 3129-70».

В курсовой работе, при установке штифтов во фланце, длину L штифтов следует принимать на (8...10) мм больше суммарной толщины фланцев крышки и основания корпуса. Обозначение принятых штифтов следует привести в пояснительной записке.

2.3.3 Проектирование вспомогательных элементов редуктора

2.3.3.1 Проектирование крышек люков

Для заливки масла в редуктор и контроля состояния зубчатых колес в корпусе делают люки. Для удобства контроля размеры люков должны быть максимально возможными и располагаться в верхней части корпуса. Люки обычно делают прямоугольной формы и закрывают крышками, изготовленными из стального листа или литыми из чугуна.

Простейший вариант крышки, применяемый обычно в мелкосерийном производстве показан на рис. 3.15.

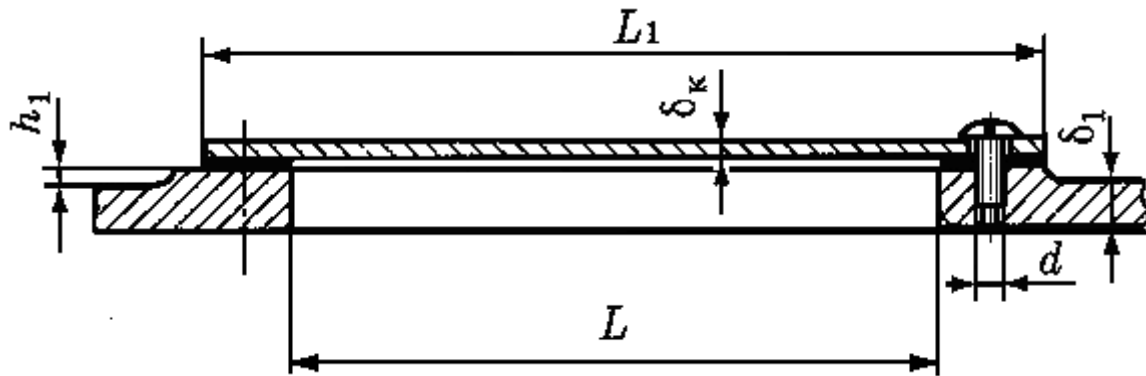


Рис. 3.15 Крышка люка

Для того чтобы внутрь корпуса извне не засасывалась пыль, под крышку ставят уплотняющую прокладку. Материал прокладки – технический картон марки А толщиной (1,0...1,5) мм или техническая резина марки МБС толщиной (2...3) мм привулканизированная к крышке.

Можно принимать: длину люка $L = (100...140)$ мм, ширину B – на (25...35) мм меньше ширины крышки корпуса, диаметр винтов крепящих крышку $d = (6...8)$ мм, длину крышки $L_1 = L + (25...30) d$, ширину $B_1 = B + (20...25)$ мм.

В крышке люка удобно располагать пробковую отдушину. Отдушину либо вставляется в отверстие в крышке люка и фиксируется сваркой, либо ввинчивается. Крышку люка с отдушиной следует представлять в этом случае как узел, входящий в редуктор. Пример крышки люка с отдушиной показан на рис. 3.16.

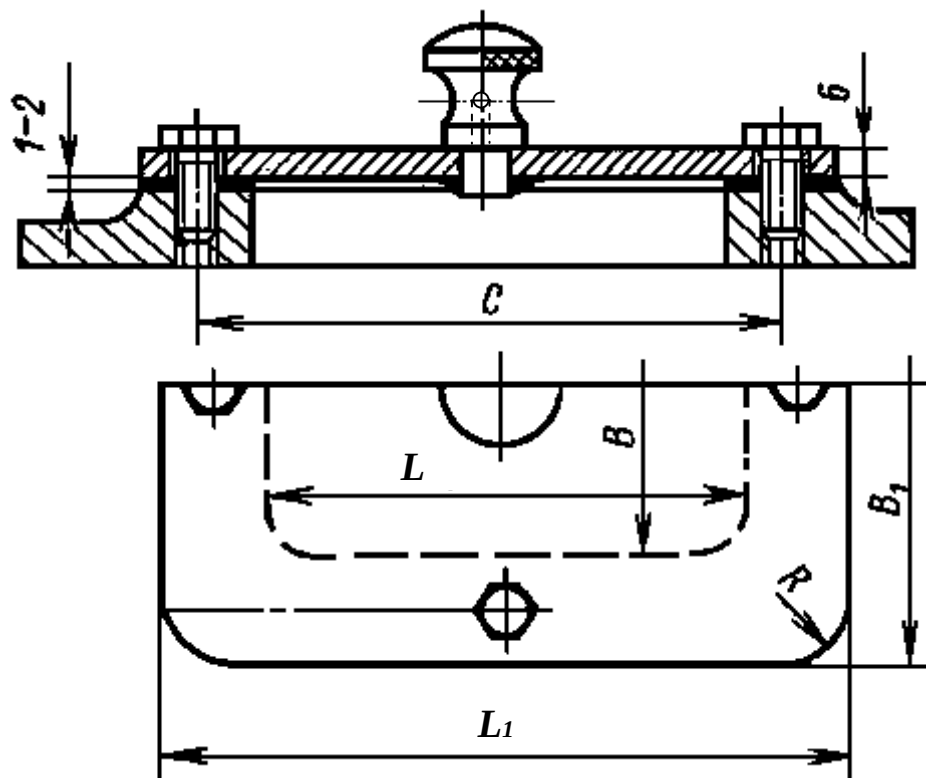


Рис. 3.16

Толщину крышки δ_k в этом случае можно увеличить до $\delta_k = (5 \dots 6)$ мм.

Более подробно о возможных вариантах использования крышек люков, в том числе и при массовом производстве, следует смотреть в [1, 6, 7].

2.3.3.2 Проектирование отдушин

При длительной работе в связи с нагревом масла и воздуха повышается давление внутри корпуса, что приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой путем установки отдушины в его верхней точке. Наибольшее применение находят отдушины, показанные на рис. 3.17. Отдушины устанавливаются либо в крышку люка смотрового отверстия, либо в специальные отверстия в крышке корпуса.

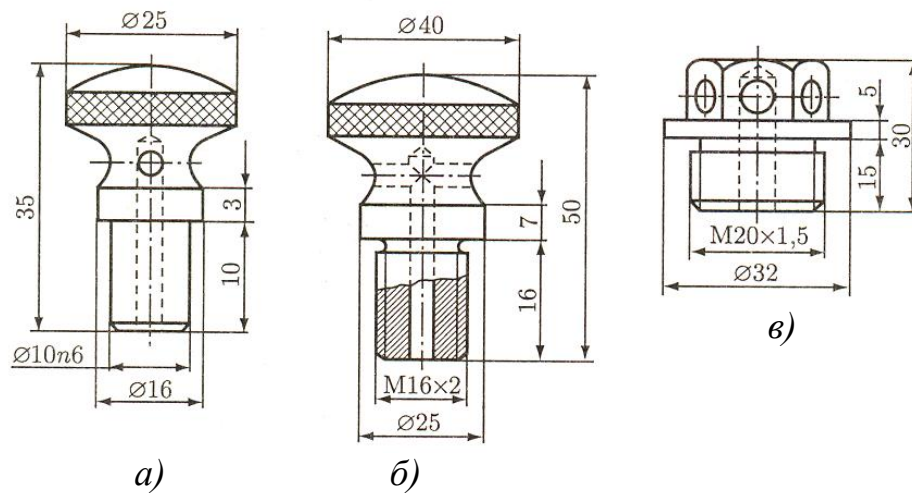


Рис. 3.17

2.3.3.3 Проектирование маслоуказателя

Для контроля за уровнем масла в редукторе устанавливают маслоуказатели различных типов. Наибольшее распространение получили маслоуказатели жезловые (щупы) рис. 3.18, маслоуказатели крановые рис. 3.19

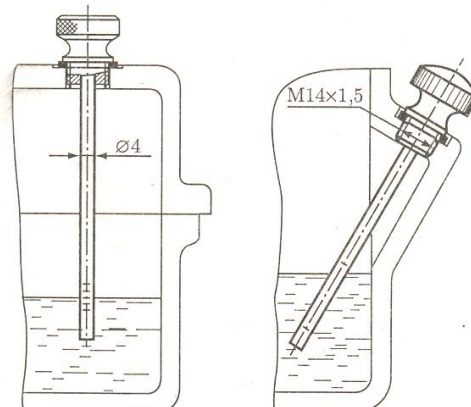


Рис. 3.18

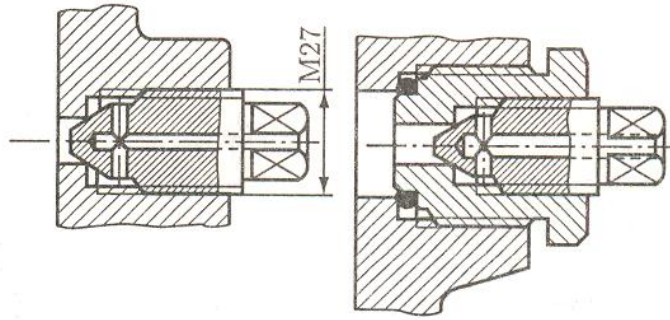


Рис. 3.19

или в виде пробок с конической резьбой рис. 3.20 и рис. 3.21 в).

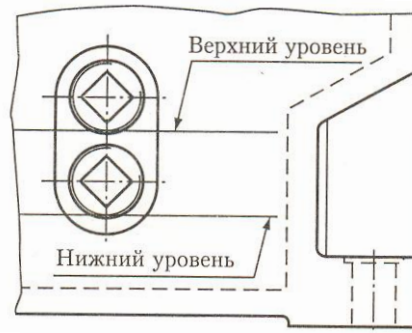


Рис. 3.20

Более подробно о типах и конструкциях маслоуказателей и их использовании следует смотреть в [1, 4, 6].

2.3.3.4 Проектирование маслосливных отверстий

При работе передачи продукты изнашивания постепенно загрязняют масло. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, залитое в редуктор, периодически меняют. Для замены масла в корпусе предусматривают сливное отверстие, закрываемое пробкой. Пробки могут иметь цилиндрическую (рис. 3.21 а, б) или коническую (рис. 3.21 в) резьбу.

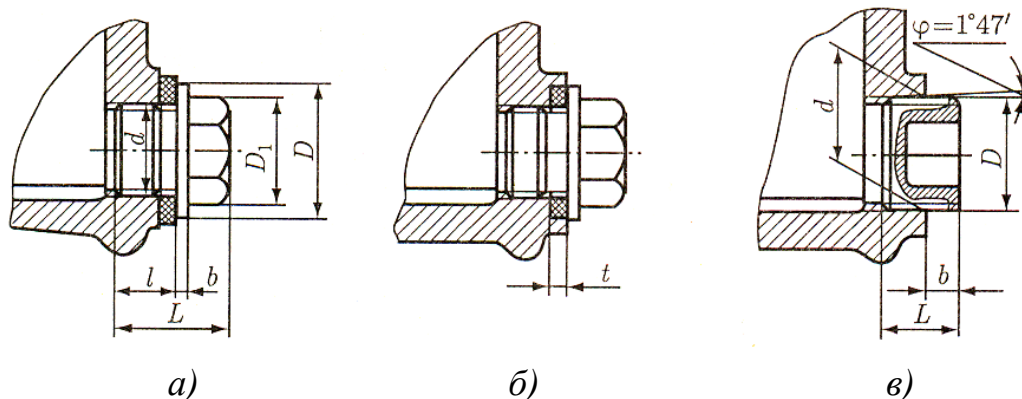


Рис. 3.21 Пробки к маслосливным отверстиям

Размеры пробок с цилиндрической резьбой в мм:

d	D	D_1	L	l	b	t
M 16x1,5	25	21,9	24	13	3	3
M 20x1,5	30	24,5	25	13	4	3

Размеры пробок с конической резьбой в мм.

Обозначение резьбы	d	D	L	b
K 1/2"	21,2	21,54	13,5	8,1
K 3/4"	26,6	26,89	14	8,6

Конические пробки имеют четырехгранное глухое отверстие под ключ.

Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения. Поэтому под пробку с цилиндрической резьбой ставят уплотняющие прокладки из фибры, алюминия или паронита. Для этой цели применяют также кольца из маслбензостойкой резины, которые помещают в канавки глубиной t (рис. 3.21 б) чтобы они не выдавливались пробкой при ее завинчивании.

Коническая резьба создает герметичное соединение и пробки с этой резьбой дополнительного уплотнения не требуют, но коническая резьба более трудоемкая в изготовлении и используется как правило в массовом производстве.

2.4 ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РЕДУКТОРА

Проверочные расчеты выполняются после окончательного определения всех конструктивных элементов редуктора, т.е. после завершения компоновки. Обычно проверяются шпоночные соединения, подшипники по динамической грузоподъемности (на заданный ресурс) и проводится уточненный расчет валов (расчет на сопротивление усталости). В рамках курсовой работы, как правило, выполняют проверочные расчеты шпоночных соединений и подшипников. Конкретный объем расчетов определяется заданием.

2.4.1 Проверочный расчет шпоночных соединений

Шпоночные соединения выходят из строя, как правило, по двум причинам: срез шпонки и смятие боковых поверхностей. Относительные размеры стандартных шпонок подобраны таким образом, что по условию среза

запас прочности больше. Следовательно, стандартные шпонки достаточно проверять только по условию смятия боковых поверхностей

$$\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (4.1)$$

где $\sigma_{\text{см}}$ – фактические (расчетные) напряжения смятия; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемые напряжения смятия.

Величина $[\sigma_{\text{см}}]$ зависит от многих факторов, но принимается обычно в зависимости от материала ступицы детали одеваемой на вал. Для стальной ступицы можно принимать $[\sigma_{\text{см}}] = (100 \dots 120)$ МПа. Для чугунной – $[\sigma_{\text{см}}] = (60 \dots 80)$ МПа.

В рассматриваемом проекте на хвостовик входного вала 2-3 одевается ведомый шкив; шкивы обычно изготавливают из чугуна марки СЧ-20. Следовательно, допускаемые напряжения смятия для шпонки установленной на валу 2-3 $[\sigma_{\text{см}}] = (60 \dots 80)$ МПа. На хвостовик выходного вала 4 устанавливается полумуфта; корпус полумуфты также обычно изготавливают из чугуна и допускаемые напряжения принимаются как для чугунных ступиц. Устанавливаемое на выходной вал колесо 4 изготавливают из стали. Следовательно, допускаемые напряжения для шпонки, установленной под колесом $[\sigma_{\text{см}}] = (100 \dots 120)$ МПа.

Расчетные напряжения можно определить по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (4.2)$$

где T – момент, передаваемый валом, на котором установлена шпонка, Н·м; d – диаметр участка вала, на котором установлена шпонка; l_p – рабочая длина шпонки, при скруглённых торцах шпонки $l_p = l - b$; h и t_1 – параметры рассчитываемого шпоночного соединения согласно табл. 3.6 или 3.7.

При выполнении курсовой работы проверяются все шпоночные соединения. Невыполнение условия (4.1) не допускается. Если перегрузка не превышает 30 % можно обеспечить работоспособность соединения, увеличив длину шпонки в пределах существующей ступицы, либо, увеличив длину ступицы. При большей перегрузке возможна установка двух шпонок под углом 180° . Во всех случаях при наличии перегрузки необходимо согласовать свои действия с преподавателем.

2.4.2 Проверочный расчет подшипников

Работоспособность стандартных подшипников качения определяется двумя комплексными показателями: статической $C_{\text{ор}}$ и динамической C_r грузоподъемностью. По статической грузоподъемности рассчитывают подшипники в тех случаях, когда частота вращения какого либо кольца подшипника (в данном редукторе – частота вращения вала) $n < 1$ об/мин. При $n > 1$ об/мин подшипники рассчитывают по динамической грузоподъемности; причем при $1 \leq n < 10$ об/мин условно принимают $n = 10$ об/мин.

В большинстве случаев валы редукторов общего назначения вращаются с частотой n более 10 об/мин. В редукторах, проектируемых в курсовой работе, частоты вращения валов также превышают 10 об/мин, поэтому в дальнейшем рассматривается расчет подшипников по динамической грузоподъемности.

Исходные данные к расчету:

- нагрузки, действующие на опоры вала (реакции опор);
- условия работы (характер нагрузки и температурный режим);
- требуемая долговечность подшипников.

Если в техническом задании объем проверочных расчетов не определен, то следует проверять подшипники выходного вала редуктора (вал 4).

2.4.2.1. Определение реакций опор

Расчетная схема вала для определения реакций опор составляется в строгом соответствии с разработанной компоновкой редуктора (рис. 3.6) и пространственной схемой сил рис. 4.1.

Пространственную схему сил в приводе обычно выполняют в аксонометрии. На схеме должно быть определено относительное положение всех элементов привода и указаны действующие силы. Обозначенные на схеме силы в зацеплении F_{t3} , F_{t4} , F_{r3} и F_{r4} , определены в п. 2.2.9. Направление окружных сил F_{t3} и F_{t4} определяется принятым направлением вращения шестерни 3. Сила давления ремней на вал F_R определяется при расчете ременной передачи. В рамках курсовой работы ременная передача не рассчитывается, при необходимости сила F_R может быть задана преподавателем. Сила действующая на вал со стороны муфты F_m зависит от типа муфты, точности относительного расположения осей соединяемых валов редуктора и рабочего органа величины передаваемого момента и других факторов, ориентировочно её величина может быть определена как

$$F_m \approx 75 \sqrt{T} \quad (4.3)$$

где T – вращающий момент на валу, Н·м; в данном приводе $T = T_4$.

Направление вектора $\vec{F}_m$ меняется при вращении валов. Выполняя работу, следует выбрать один из возможных вариантов, например, вектор $\vec{F}_m$ – по направлению вектора $\vec{F}_{r4}$.

В пояснительной записке следует привести на отдельном рисунке пространственную схему сил в приводе (по аналогии с рис. 4.1), обозначив на ней все силы и направления вращения звеньев.

Расчетная схема вала составляется по аналогии с рис. 4.2 на отдельном листе формата А4. Вал представляется в виде двухопорной балки, нагруженной системой сосредоточенных сил. В верхней части листа следует привести эскиз вала с сопряженными деталями. Эскиз выполняется в масштабе на основании компоновки редуктора. В проекционной связи под эскизом составляется расчетная схема вала. Расчетная схема выполняется в строгом соответствии с



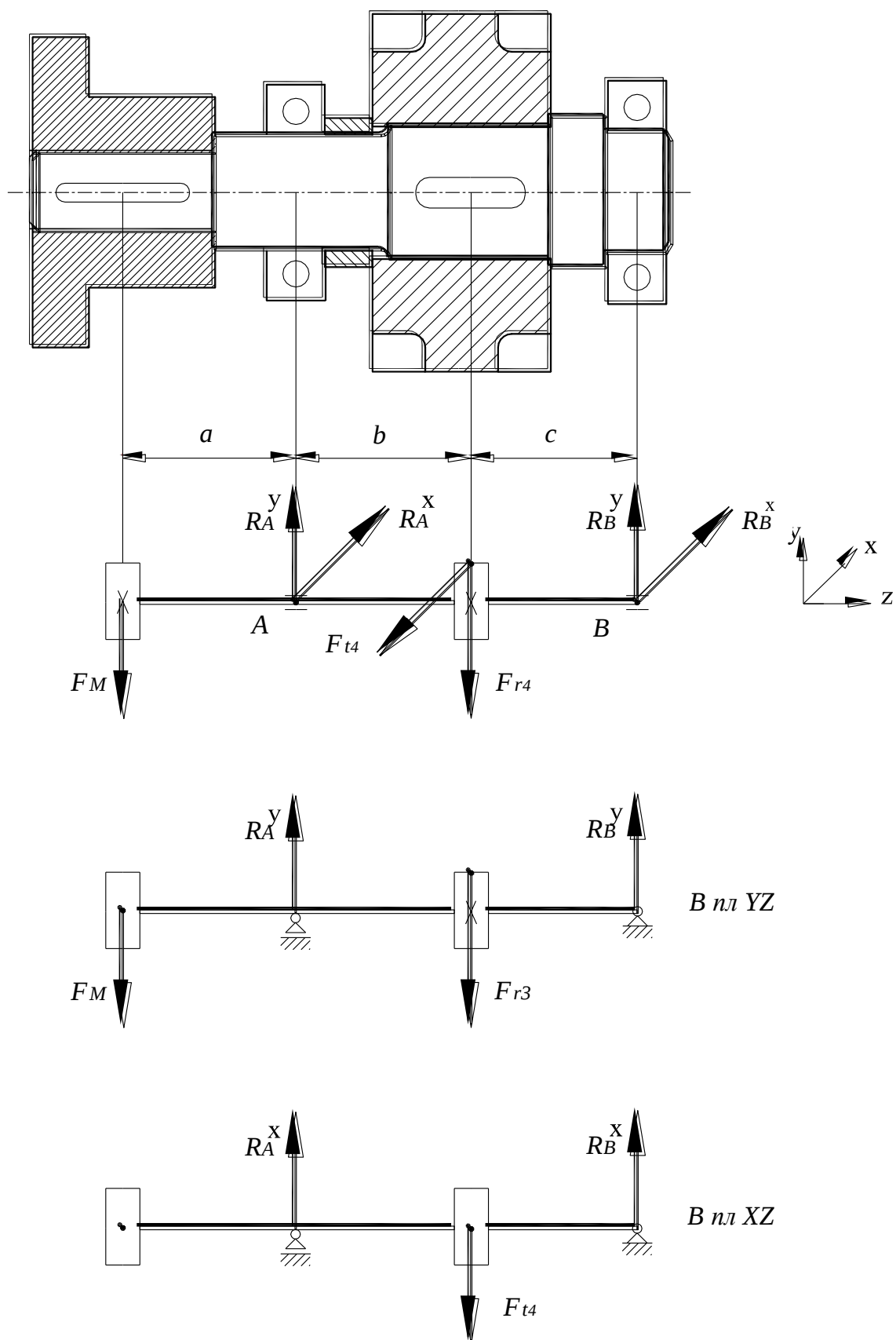


Рис. 4.2 Расчетная схема вала

Используя принцип независимости действия сил, пространственную схему представляем в виде двух плоских систем сил, соответственно в плоскостях YZ и XZ . Из условия равновесия вала под действием внешних сил и реакций опор находим реакции опор в плоскостях R_A^Y, R_B^Y и R_A^X, R_B^X . Осевые размеры a, b, c на расчетной схеме определяются, измеряя соответствующие участки вала на компоновке. Точкой приложения силы F_M можно считать середину выходного конца вала. Точкой приложения реакций опор при использовании радиальных подшипников можно считать середину ширины подшипника. Силы в зацеплении F_{t4} и F_{r4} прилагаются в середине зубчатого венца колеса.

В плоскости YZ , согласно положениям статики, можно составить три уравнения условия равновесия. Приравняв нулю сумму моментов всех сил относительно каких либо двух точек на оси вала (удобно выбрать точки A и B) и равенство нулю суммы проекций всех сил на ось Y .

$$\left. \begin{aligned} \sum M_A^X &= 0; \\ \sum M_B^X &= 0; \\ \sum Y &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

Последнее условие обычно рассматриваем как проверочное. Из первых двух определяем составляющие реакций опор.

$$\begin{aligned} \sum M_A^X &= 0; \\ F_M \cdot a - F_{r3} \cdot b + R_B^Y \cdot (b+c) &= 0; \\ R_B^Y &= \frac{F_{r3} \cdot b - F_M \cdot a}{b+c} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Значение R_B^Y может быть положительным или отрицательным. Последнее свидетельствует о том, что первоначально принятое направление вектора R_B^Y неверно, в действительности реакция направлена в противоположную сторону.

$$\begin{aligned} \sum M_B^X &= 0; \\ F_M \cdot (a+b+c) - R_A^Y \cdot (b+c) - F_{r4} \cdot c &= 0; \\ R_A^Y &= \frac{F_M \cdot (a+b+c) - F_{r4} \cdot c}{b+c} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Аналогично определяются реакции опор в плоскости XZ : R_A^X и R_B^X .

Вычисляются суммарные (полные) реакции опор:

$$R_A = \sqrt{(R_A^X)^2 + (R_A^Y)^2} \quad (4.7)$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^X)^2 + (R_B^Y)^2}$$

2.4.2.2 Проверка подшипника по условию долговечности

Расчет по динамической грузоподъемности позволяет определить расчетную долговечность (ресурс) подшипника в часах.

Подшипник пригоден, если расчетный ресурс больше или равен требуемому

$$L_h \geq [L_h], \quad (4.8)$$

где L_h – расчетный ресурс; $[L_h]$ – требуемый по техническим условиям ресурс, в часах. Если значение $[L_h]$ не определено в задании, то следует предварительно задаться рекомендуемой для данного типа изделий и условий работы требуемой долговечностью, принимая $[L_h] \geq 12000$ час.

$$L_h = a_1 \cdot a_{23} \left(\frac{C_r}{P} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (4.9)$$

где a_1 – коэффициент надежности. Полагая вероятность безотказной работы подшипника $P_t = 90\%$, принимают $a_1 = 1$;

a_{23} – коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации.

Для обычных условий применения подшипника значения коэффициента a_{23} :

- для шарикоподшипников (кроме сферических) – 0,7...0,8;
- для роликоподшипников конических – 0,6...0,7.

C_r – базовая динамическая грузоподъемность проверяемого подшипника, Н; принимается по справочникам. Значение C_r должно быть записано в табл. 3.3 при выборе подшипников (подпункт 2.3.1.3);

m – показатель степени кривой выносливости подшипника; $m = 3$ для шариковых и $m = 10/3 = 3,33$ – для роликовых подшипников;

n – частота вращения внутреннего кольца, об/мин.

В рассматриваемом редукторе частота вращения кольца соответствует частоте вращения вала, на котором установлен проверяемые подшипники: $n = n_4$;

P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н.

При отсутствии осевых сил, нагружающих вал, что соответствует проектируемой прямозубой передаче

$$P = V \cdot R_r \cdot k_6 \cdot k_T, \quad (4.10)$$

где V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$; R_r – радиальная нагрузка (реакция), действующая на подшипник. В качестве R_r следует принимать большую из вычисленных (формулы 4.7) суммарных реакций R_A и R_B ; k_6 – коэффициент безопасности, зависит от вида нагружения и области применения подшипника. Значения k_6 можно принимать из таблицы 4.1.

Если назначение привода в задании не определено, то следует принимать значение k_6 в пределах $k_6 = 1,3 \dots 1,5$.

k_T – температурный коэффициент, принимается в зависимости от рабочей температуры подшипника. При отсутствии данных по температуре, следует принимать значения температурного коэффициента в пределах $k_T = 1 \dots 1,1$, что соответствует рабочей температуре $t^0 \leq 150^0$.

Таблица 4.1

Вид нагружения	k_6	Область применения
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125 % номинальной нагрузки	1,0...1,2	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки. Механизмы подъема кранов. Лебедки с механическим приводом.
Умеренные толчки; кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки	1,3...1,5	Зубчатые передачи. Редуктора всех типов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы передвижения крановых тележек.

Выбрав значения параметров, входящих в формулу 4.10, вычисляется эквивалентная нагрузка P . Определяется расчетный ресурс L_h (формула 4.9). Сравнивается расчетный ресурс с требуемой долговечностью $[L_h]$. Если условие (4.8) выполняется, формулируется вывод о том, что выбранный подшипник пригоден для эксплуатации в данном редукторе. При невыполнении условия (4.8), следует, после консультации с преподавателем, принять подшипник более тяжелой серии (с большим значением C_r) и повторить цикл расчетов по условиям 4.9 и 4.8.

2.5 Выбор смазки редуктора

Смазка в редукторе, как и в любой механической системе с подвижными элементами, необходима для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиоров и коррозии.

В рамках курсовой работы следует решить вопрос о смазке зацепления зубчатых колес и подшипников.

Для редукторов общего назначения наиболее широко применяется картерная система смазки [1, 2, 6]. В основание корпуса редуктора (картер) заливают масло так, чтобы зубчатые венцы колес были в него погружены. При вращении колес масло увлекается зубьями, разбрызгивается, попадает на внутренние стенки корпуса и стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхности расположенных внутри корпуса деталей. Картерное смазывание применяют при окружной скорости зубчатых колес V_{34} от 0,3 до 12,5 м/сек.

Решая вопрос о смазке зубчатой передачи необходимо определить сорт (смазку) масла, объем (количество) заливаемого в редуктор масла и глубину погружения в масло зубчатых колес.

Выбор марки смазочного материала основан на опыте эксплуатации машин; руководствоваться необходимо следующими положениями: чем выше окружная скорость V_{34} зубчатого колеса, тем меньше должна быть вязкость масла и чем выше контактные напряжения σ_H в зацеплении, тем большей вязкостью должно обладать масло.

Требуемую вязкость масла можно определить из таблицы 2.2 или по рекомендациям [1].

Таблица 4.2

Контактные напряжения σ_H , МПа	Рекомендуемая кинематическая вязкость мм ² /сек (сСт), при окружной скорости V_{34} , м/сек		
	до 2	до 2 5	св. 5
до 600	34	28	22
600...1000	60	50	40
1000...1200	70	60	50

По принятой вязкости следует выбрать соответствующую марку масла, руководствуясь таблицей 2.3 или по [1].

Таблица 4.3

Кинематическая вязкость, мм ² /сек	Марка масла
19...25	И-Л-А-22
29...35	И-Г-А-32
41...51	И-Г-А-46
61...75	И-Г-А-68

Рекомендации по выбору вязкости и марки масел даны в предположении, что рабочая температура редуктора – около 40^0 , что соответствует нормальным условиям эксплуатации цилиндрических редукторов.

Объем заливаемого в редуктор масла обычно зависит от передаваемой мощности. При смазывании окунанием объем масляной ванны редуктора принимают из расчета (0,5...0,8) л на 1 кВт передаваемой мощности [6].

Предельно допустимые уровни нагружения колес цилиндрического редуктора в масляную ванну $h_M \approx (2 m \dots 0,25 d_4)$ [1], но не менее 10 мм. Здесь m – модуль зацепления. Наибольшая глубина погружения зависит от окружной скорости колеса. Чем медленнее вращается колесо, тем на большую глубину оно может быть погружено.

2.6 Сборка и регулировка редуктора

Порядок сборки определяется конструкцией редуктора и характером соединения деталей и однозначно определен быть не может.

Для рассмотренного варианта исполнения редуктора в соответствии со сборочным чертежом сборку можно привести в следующем порядке.

Перед сборкой внутреннюю полость крышки и основания корпуса редуктора счищают и покрывают малостойкой краской.

Сборку начинают с узлов валов. На ведущий вал, выполненный заодно с шестерней, напрессовывают подшипники (указать условное обозначение подшипников) до упора в бурт. В сквозную крышку подшипникового узла запрессовывают резиновую манжету (уплотнение) и надевают крышку на вал. Вал помещают в основание корпуса, обеспечив установку буртика сквозной крышки в соответствующую канавку в отверстии под подшипник. Устанавливают глухую крышку противоположного подшипникового узла, фиксируя ее буртик в соответствующей канавке. Между упорным торцом глухой крышки и наружным кольцом подшипника устанавливают распорное кольцо (если оно предусмотрено конструкцией).

В паз ведомого вала закладывают шпонку (указать ее размеры) и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт на валу. Надевают на вал распорное кольцо до упора в торец ступицы колеса. Напрессовывают на вал подшипники (указать обозначение) до упора в бурт вала с одной стороны и в торец распорного кольца с другой. В сквозную крышку подшипникового узла запрессовывают резиновую манжету (указать обозначение) и надевают крышку на вал. Вал устанавливают в основание корпуса, обеспечив совмещение упорного буртика сквозной крышки с канавкой в отверстии под подшипник.

Закладывают глухую крышку, фиксируя ее буртик в канавке противоположного отверстия под подшипник. Если предусмотрено конструкцией, между торцом крышки и торцом наружного кольца подшипника устанавливают распорное кольцо.

Надевают на основание крышку корпуса, покрыв предварительно плоскость разъема специальным герметиком. Крышка фиксируется двумя коническими штифтами, которые устанавливаются в специальные отверстия во фланце корпуса. По периметру фланца в отверстия устанавливают болты, надевают пружинные шайбы и закручивают гайки.

Проворачивают валы и проверяют их свободное вращение и отсутствие осевых люфтов, при соблюдении этих требований данный редуктор специальной регулировки не требует.

В пазы выходных концов валов закладывают шпонки. Вкручивают пробку маслосливного отверстия. Монтируют маслоуказатель. Через люк в крышке корпуса заливают масло (указать марку и объем), контролируя при этом уровень по маслоуказателю, и закрывают люк крышкой.

Собранный редуктор подвергается обкатке и испытанию по программе, предусмотренной техническими условиями.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с заданием в курсовой работе разработаны основные элементы привода, состоящего из электродвигателя, состоящего из электродвигателя, клиноременной передачи и цилиндрического одноступенчатого редуктора.

Электродвигатель типа АИР 100 L 4 выбран по требуемой мощности и частоте вращения. Передаточные отношения передач рассчитаны в соответствии с существующими рекомендациями.

Подобраны материалы и термообработка зубчатых колес, обеспечивающие достаточно высокие прочностные свойства передачи и невысокую стоимость.

Параметры зубчатой передачи определены из условия контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев; проверочные расчеты по контактным и изгибным напряжениям свидетельствуют о работоспособности передачи по всем критериям. Недогрузка по контактным напряжениям составляет $\Delta\sigma_H = 3,4\%$, что свидетельствует о практически полной загруженности передачи.

Валы рассчитаны из условия статической прочности по касательным напряжениям, их конструкция разработана на основе типовых аналогов.

В качестве опор валов выбраны наиболее удобные в эксплуатации шариковые радиальные подшипники: 308 – для входного вала и 212 – для выходного. Проверочный расчет подшипников выходного вала, выполненный по условию динамической грузоподъемности показывает, что их расчетный ресурс с вероятностью безотказной работы в 90% составляет 86500 часов, что значительно превышает нормативные требования для подобных редукторов.

Для передачи вращения с валов на сопряженные детали использованы стандартные шпоночные соединения призматическими шпонками. Параметры шпонок подобраны по диаметру соответствующих участков валов и проверены по напряжениям смятия.

Корпус редуктора выполняется с разъемом по осям валов, изготовлен из серого чугуна марки СЧ-15. Его основные элементы скорректированы по существующим нормам и рекомендациям. Подобраны стандартные крепежные изделия для соединения крышки и основания корпуса.

В редукторе предполагается картерная смазка, подшипники смазываются разбрызгиванием; рекомендуется использовать масло марки И-Г-А-32. Объем заливаемого масла – 2,4 л. Контроль уровня масла осуществляется с помощью жезлового маслоуказателя.

Для передачи вращения с выходного вала редуктора использует упругая втулочно-пальцевая муфта МУВП 710-50-I-2. Муфта подобрана исходя из условий эксплуатации и по диаметрам соединяемых валов. Муфта проверена по передаваемому моменту.

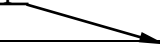
Редуктор отвечает современным требованиям, имеет минимально возможные габариты и массу. В его конструкции в максимальной степени использованы типовые конструктивные решения, стандартные детали и узлы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
2. Расчет зубчатых передач: Методические указания по курсовому проектированию / сост. А. В. Фейгин. – Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 1997. – 39 с.
3. Иванов М. Н. Детали машин. Учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов – 10-е изд., испр. М.: Высш. шк., 2006. – 408с.
4. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3-х т. – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992.
5. Балдин В. А. Галевко В. В. Детали машин и основы конструирования: Передачи: учеб. пособие для вузов. – ИКЦ «Академкнига», 2006. – 332 с.
6. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988.
7. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк. 1985.
8. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – изд.-е 2-е перераб. и дополн. – Калининград: Янтар. сказ, 2002.
9. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. учреждений среднего профессионального образования. – 5-е издание, дополн. – М.: Машиностроение, 2004.
10. Курмаз Л. В. Детали машин. Проектирование: Учебн. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. и доп. – Мн.: УП «Технопринт», 2002.

Приложение А**Пример составления титульного листа пояснительной записки курсовой работы
по деталям машин**

кромка листа формата А4



Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Тихоокеанский государственный университет»

Кафедра «Детали машин»

**ПРИВОД С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ РЕДУКТОРОМ
И РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ**

Расчетно-пояснительная записка к курсовой работе
по дисциплине «Теория механизмов и детали машин»

КР 23-14.00.00.00 ПЗ

Выполнил: студент группы ОБД-81
Петров А. А.

Проверил: руководитель
Иванов С. А.

Хабаровск 2008

Пример составления реферата пояснительной записки курсовой работы
по деталям машин

кромка листа формата А4

РЕФЕРАТ Курсовая работа содержит 2 листа чертежей формата А1, Один лист чертежей формата А2, пояснительную записку на 32 листах формата А4, включающую 14 рисунков, 7 таблиц, 8 литературных источников. ПРИВОД, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА, РЕМЁННАЯ ПЕРЕДАЧА, ВАЛ, ПОДШИПНИК, РЕДУКТОР, МУФТА, ШПОНКА, СМАЗКА. Целью курсовой работы является разработка технического проекта при вода, включающего электродвигатель, ремённую передачу и зубчатый редуктор. В проекте выбран электродвигатель, выполнен кинематический расчет привода, рассчитана зубчатая передача, спроектированы валы, подобраны и проверены подшипники и элементы соединений. Разработана конструкция редуктора и выполнены рабочие чертежи основных деталей.										
КР 23-14.00.00.00 ПЗ					Привод с цилиндрическим редуктором и ремённой передачей					
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата						
Разраб.		Петров А.А.								
Провер.		Иванов С.А.								
Реценз.										
Н. Контр.										
Утверд.										
					Лит.		Лист		Листов	
					3		36			
					ТОГУ каф. ДМ ОБД-81					

Содержание

Введение	5
1. Кинематический расчет привода.....	6
1.1. Схема привода и её описание.	6
1.2. Выбор электродвигателя.	7
1.3. Уточнение передаточных отношений передач.	8
1.4. Кинематический и силовой расчет.	8
2. Расчет зубчатой передачи.	9
2.1. Схема передачи.	9
2.2. Критерии работоспособности и расчета.	10
2.3. Материалы зубчатых колес.	11
2.4. Допускаемые напряжения.	11
2.5. Проектный расчет передачи.	12
2.6. Подбор основных параметров зацепления.....	13
2.7. Расчет размеров зубчатых венцов.	14
2.8. Проверочные расчеты передачи.	15
2.9. Силы в зацеплении зубчатых колес.	16
2.10. Итоговая таблица параметров.	17
3. Эскизное проектирование.	18
3.1. Контурный эскиз редуктора	18
3.2. Ориентировочный расчет валов.	19
3.3. Конструктивные размеры зубчатых колес.	21
3.4. Подбор подшипников.	22
3.5. Подбор шпонок.	22
3.6. Подбор болтов и проектирование фланцев	23
3.7. Проектирование крышек подшипниковых узлов и подбор уплотнений.....	24
4. Проверочные расчеты основных элементов редуктора.....	26
4.1. Проверочный расчет шпоночных соединений.....	27
4.2. Проверочный расчет подшипников.....	28
5. Проектирование основных элементов корпуса редуктора	31
6. Выбор смазки.....	34
7. Сборка и регулировка редуктора.....	35
Заключение	36
Список использованных источников.....	37

					КР 23-14 00.00.00 ПЗ	Листы
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

Пример составления введения пояснительной записки курсовой работы по деталям машин

ВВЕДЕНИЕ

Согласно задания требуется разработать технический проект привода конвейера, состоящего из электродвигателя, клиноременной передачи, одноступенчатого зубчатого редуктора и муфты.

Требуется выбрать электродвигатель, определить передаточные отношения передач; рассчитать зубчатую передачу; спроектировать валы, подобрать и проверить подшипники, муфты, соединения; рассчитать размеры основных элементов корпуса редуктора; разработать общий вид редуктора и рабочие чертежи основных деталей.

Электродвигатель выбирается по требуемой мощности и частоте вращения. Зубчатая передача рассчитывается по условиям контактной и изгибной выносливости зубьев. Валы проектируются из условия статической прочности (ориентировочный расчёт) и проверяется на выносливость по коэффициенту запаса прочности. Подшипники проверяются на долговечность по динамической грузоподъемности. муфты подбираются с учётом условий работы в приводе, диаметров соединяемых валов и проверяются по передаваемому моменту. Размеры шпонок принимаются в зависимости от диаметра соответствующего участка вала и проверяются на смятие.

Форма и размеры деталей редуктора определяются конструктивными и технологическими соображениями, а также выбором материала и способом получения заготовок.

При проектировании ставится задача получить компактную, эстетичную и экономичную конструкцию, что достигается использованием рациональных материалов, оптимальным подбором передаточных отношений передач, использованием современных конструктивных решений, стандартных узлов и деталей при проектировании привода.

					КР 23-14 00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

					КР 23-14 00.00.00 ИТЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

Пример оформления списка использованных источников

Список использованных источников

1. Расчет зубчатых передач: Методические указания по курсовому проектированию / Сост. А. В. Фейгин. – Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 1997. – 39 с.
2. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
3. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988.
4. Ануриев В. И. Справочник конструктора машиностроителя В 3-х т. – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992.
5. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Высш. шк., 1990.
6. Курмаз Л. В. Детали машин. Проектирование: Учебн. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. и доп. – Мн.: УП «Технопринт», 2002.

					КР 23-14 00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док-м.	Подпись	Дата		37

DATE OF BIRTH	DATE OF DEATH	DATE OF BURIAL	DATE OF CREATION	DATE OF REVISION
---------------	---------------	----------------	------------------	------------------



Технические требования

- 1 Выутреннюю стенку незаорааанной чаати корпуса и крышки покрасить маслястой краской, а снару- жи - серой нитроэмалью.
- 2 Перед окончательной сборкой стенки фланцев корпуса покрыть пастой "Герметик".
- 3 В редуктор залить 3,6л масла марки ИЛ-Г-32

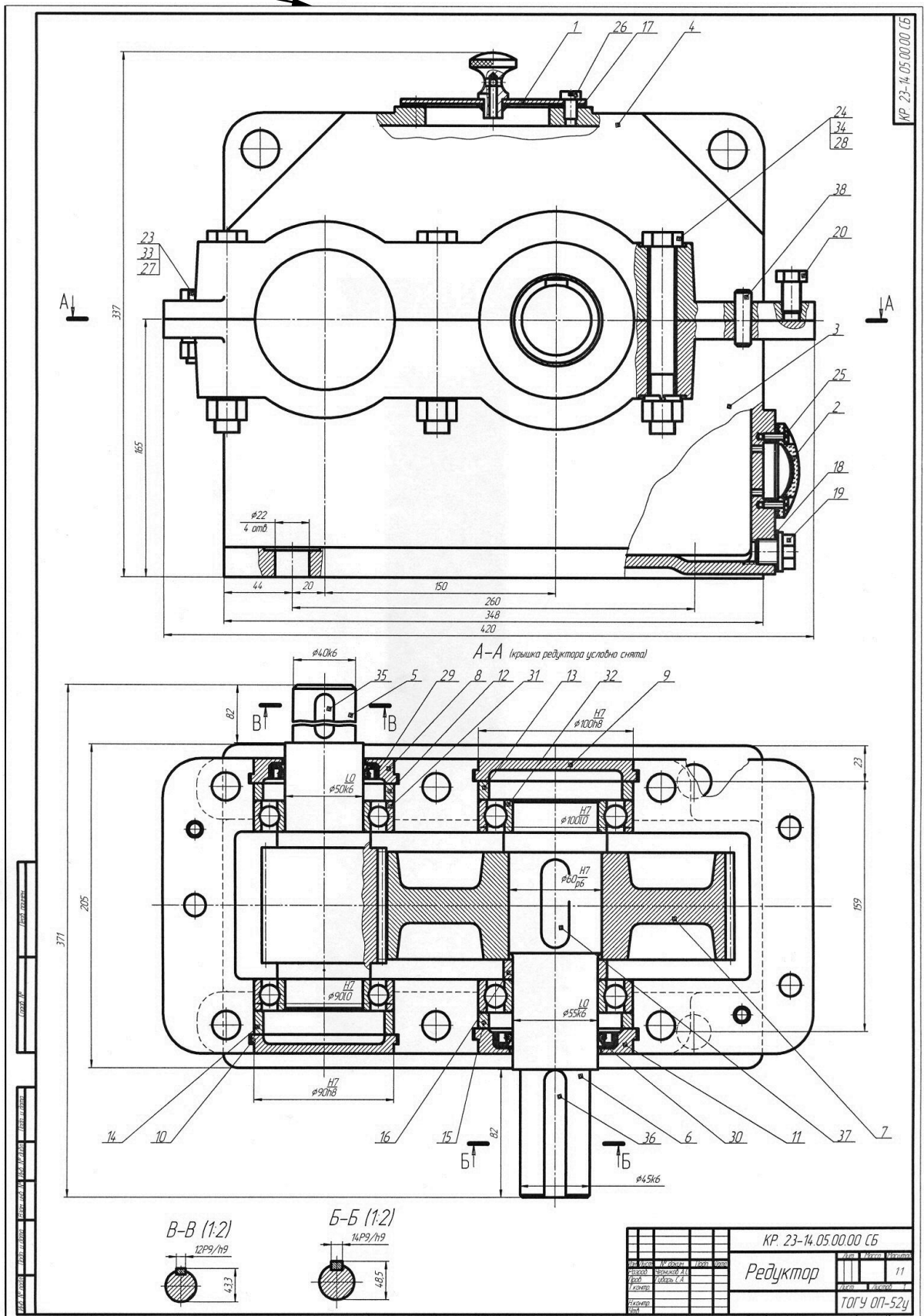
[illegible]

[illegible]

Приложение 3

Пример оформления сборочного чертежа редуктора в двух проекциях
на одном листе

кромка листа формата A1



Приложение И

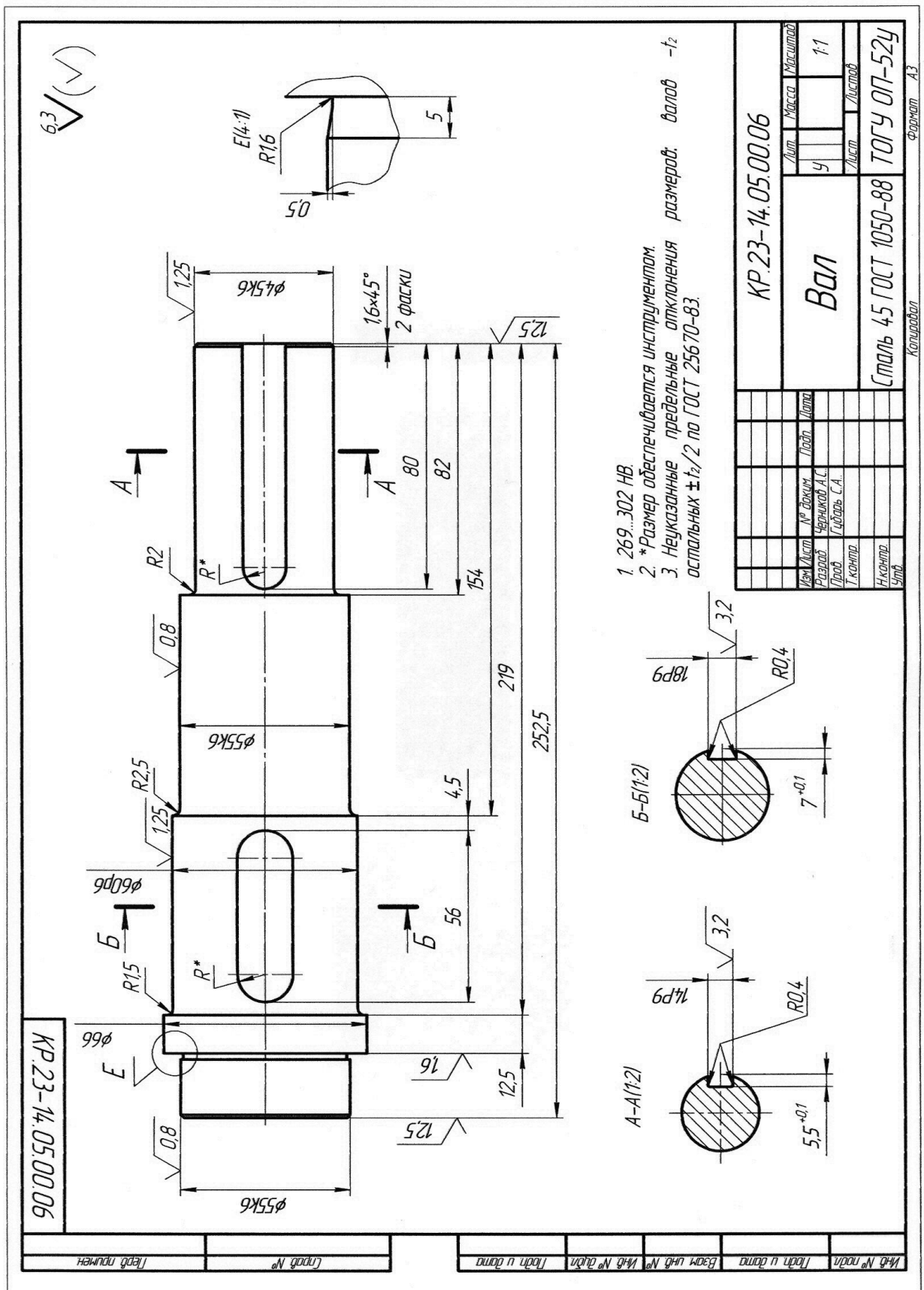
Пример оформления спецификации к сборочному чертежу редуктора

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
						<u>Документация</u>		
		A4			KP.23-14.00.00.00 ПЗ	Пояснительная записка		
		A1			KP.23-14.05.00.00 СБ	Сборочный чертеж		
						<u>Сборочные единицы</u>		
				1	KP.23-14.05.01.00	Крышка	1	
				2	KP.23-14.05.02.00	Маслоуказатель	1	
						<u>Детали</u>		
				3	KP.23-14.05.00.03	Корпус	1	
				4	KP.23-14.05.00.04	Крышка корпуса	1	
				5	KP.23-14.05.00.05	Вал-шестерня	1	
				6	KP.23-14.05.00.06	Вал	1	
				7	KP.23-14.05.00.07	Колесо зубчатое	1	
				8	KP.23-14.05.00.08	Крышка подшипника	1	
				9	KP.23-14.05.00.09	Крышка подшипника	1	
				10	KP.23-14.05.00.10	Крышка подшипника	1	
				11	KP.23-14.05.00.11	Крышка подшипника	1	
				12	KP.23-14.05.00.12	Кольцо	1	
				13	KP.23-14.05.00.13	Кольцо	1	
				14	KP.23-14.05.00.14	Кольцо	1	
				15	KP.23-14.05.00.15	Кольцо	1	
				16	KP.23-14.05.00.16	Кольцо	1	
		KP.23-14.05.00.00						
		Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
		Разраб.	Черников А.С.					
		Пров.	Гударь С.А.					
		Н.контр.						
		Утв.						
		Редуктор цилиндрический				Лит.	Лист	Листов
							1	2
						ТОГУ ОП-52у		

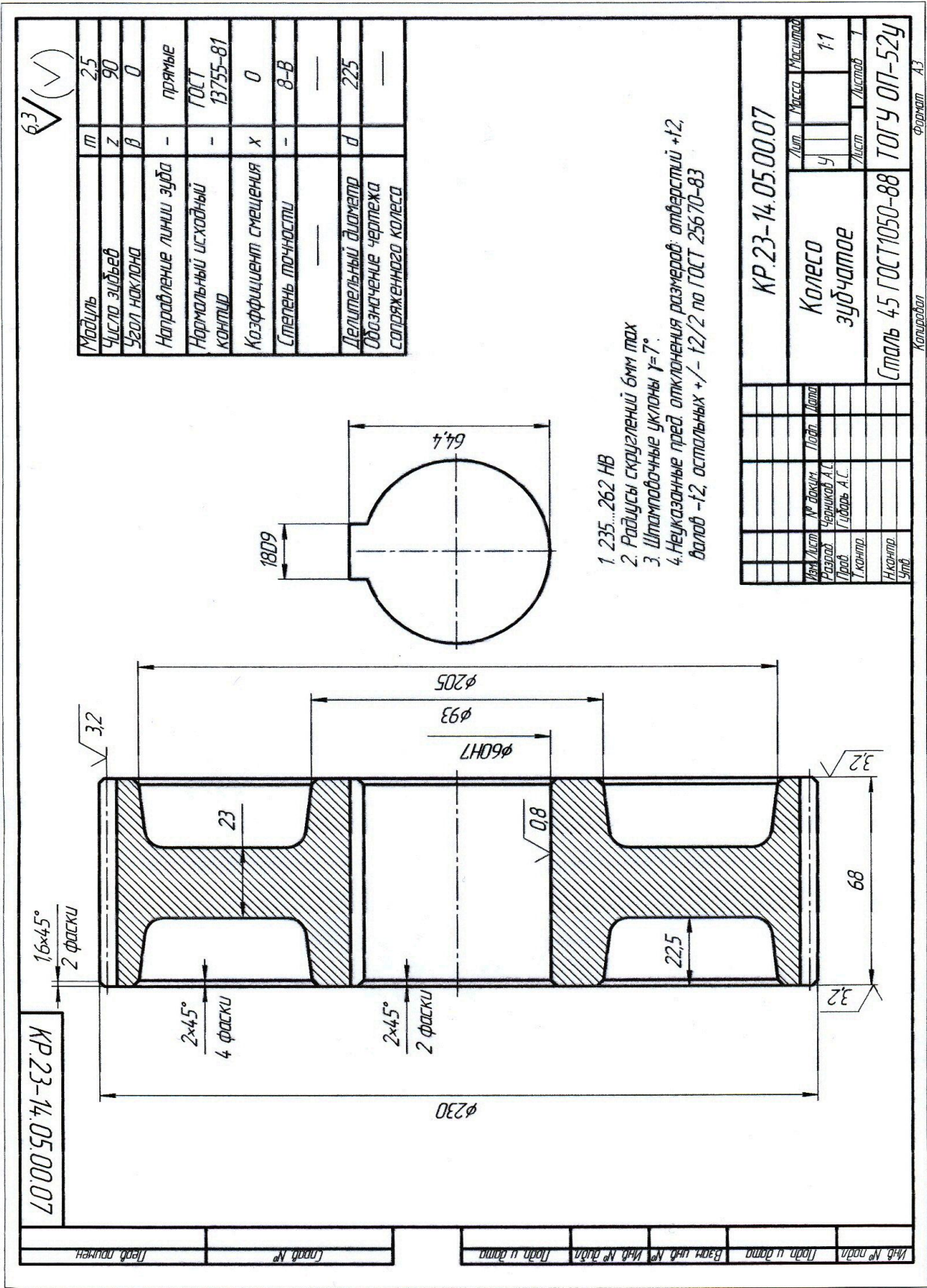
Копировал _____ Формат А4

Формат А4

Пример оформления рабочего чертежа выходного вала редуктора



Пример оформления рабочего чертежа зубчатого колеса



ОГЛАВЛЕНИЕ

Общие сведения.....	3
1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	4
1.1 Основные требования к составу и оформлению расчетно- пояснительной записки.....	4
1.2 Состав и общие требования к выполнению графической части.....	11
2. РАСЧЕТ ПРИВОДА.....	15
2.1 Кинематический расчет привода.....	15
2.2 Расчет зубчатой передачи (передача 3-4).....	20
2.3 Эскизное проектирование.....	36
2.4 Проверочные расчеты основных элементов редуктора.....	65
2.5 Выбор смазки редуктора.....	72
2.6 Сборка и регулировка редуктора.....	74
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	75
Библиографические ссылки.....	76
Приложение А.....	77
Приложение Б.....	78
Приложение В.....	79
Приложение Г.....	80
Приложение Д.....	81
Приложение Е.....	82
Приложение Ж.....	83
Приложение З.....	85
Приложение И.....	86
Приложение К.....	88
Приложение Л.....	89