

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН

Методические указания
для студентов
инженерных специальностей

Барановичи
РИО БарГУ
2010

УДК 621(072)
ББК 34я73
К93

Рекомендовано к печати учебно-методической комиссией
инженерного факультета

С о с т а в и т е л и :

В. А. Дремук, В. М. Горелько, А. К. Гавриленя

Р е ц е н з е н т ы :

Ю. К. Калугин, заведующий кафедрой оборудования
и автоматизации производства, кандидат технических наук БарГУ;
Л. И. Летковский, кандидат технических наук, доцент БарГУ

К93 **Курсовое проектирование по деталям машин** [Текст] : метод.
указания для студентов инженерных специальностей / сост. : В. А. Дремук,
В. М. Горелько, А. К. Гавриленя. — Барановичи : РИО БарГУ, 2010. —
65, [3] с. — 140 экз.

Даны рекомендации и последовательность расчетов и конструирования передач, валов, подшипников, корпусных деталей и в целом приводной установки, рекомендации по оформлению курсового проекта и выполнению чертежей.

Рекомендовано студентам специальностей 1-36 01 01 Технология машиностроения, 1-36 01 03 Технологическое оборудование машиностроительного производства, 11-53 01 01 Автоматизация технологических процессов и производств, 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства.

УДК 621(072)
ББК 34я73

© БарГУ, 2010

СОДЕРЖАНИЕ

1	Задачи и значение курсового проекта по деталям машин	4
2	Объект проектирования и состав проекта	4
3	Защита проекта	6
4	Требования, предъявляемые к оформлению пояснительной записки	6
4.1	Оформление формул	8
4.2	Оформление таблиц	8
4.3	Оформление иллюстраций	9
5	Требования, предъявляемые к оформлению чертежей	10
6	Последовательность выполнения курсового проекта	11
6.1	Кинематический и силовой расчет привода	11
6.2	Расчет ременных и цепных передач	12
6.3	Расчет зубчатых и червячных передач	16
6.4	Расчет и конструирование валов	20
6.5	Расчет шпоночных соединений	21
6.6	Расчет и конструирование подшипниковых узлов	21
6.7	Конструирование зубчатых и червячных колес, червяков, шкивов и звездочек	28
6.8	Конструирование корпусных деталей, стаканов и крышек	39
6.9	Смазывание зубчатых и червячных передач	46
6.10	Конструирование муфт	51
6.11	Конструирование рамы (плиты)	57
6.12	Выбор посадок	59
6.13	Сборка и регулировка редуктора	61
6.14	Техника безопасности	62
6.15	Структура курсового проекта	63
	Список источников	65

1 ЗАДАЧИ И ЗНАЧЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН

В курсе «Детали машин» [1] изложены вопросы теории, расчета и конструирования деталей машин и сборочных единиц общего назначения с учетом заданных условий работы машины.

Курсовой проект по деталям машин способствует закреплению, углублению и обобщению знаний, полученных студентами во время изучения данного курса и применению этих знаний к комплексному решению инженерной задачи по проектированию деталей, узлов и машины в целом. Курсовое проектирование по деталям машин является первой конструкторской работой студентов, при выполнении которой они применяют знания, полученные после изучения как самого курса «Детали машин», так и предыдущих дисциплин: инженерной графики, теоретической механики, теории механизмов машин и манипуляторов, технологии материалов, механики материалов, материаловедения, нормирования точности и технических измерений. Курсовой проект способствует развитию творческой инициативы и подготавливает студентов к выполнению курсовых проектов последующих специальных технических дисциплин, а также к выполнению дипломного проекта и решению производственных конструкторских задач. В процессе работы над проектом студенты получают навыки анализа существующих конструкций с точки зрения преимуществ, недостатков и направления их совершенствования, пользования справочной литературой, государственными стандартами, нормами, таблицами и номограммами, закрепляют правила выполнения расчетов и составления пояснительных записок к проектам, а также графического оформления своих конструкторских решений.

2 ОБЪЕКТ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СОСТАВ ПРОЕКТА

Объект проектирования определяется в соответствии с заданием, которое обычно предусматривает проектирование приводной установки, состоящей из электродвигателя (гидромотора), редуктора, соединительной муфты, передачи с гибкой связью, натяжного устройства и рамы. Подобные приводные установки применяются для приведения в действие конвейеров, элеваторов, активных рабочих органов машин и их механизмов.

Курсовой проект состоит из пояснительной записки объемом 40...50 страниц текста, графической части, которая должна выполняться на четырех листах формата А1. На первом листе выполняется чертеж общего вида приводной установки, на втором — сборочный чертеж редуктора, на третьем — сборочный чертеж муфты или рамы (по заданию), на четвертом — рабочие чертежи нестандартных деталей (количество деталей и их перечень задаются руководителем

проектирования). Кроме того, к чертежам общего вида и сборочным выполняются спецификации.

Общая структура пояснительной записки следующая: обложка; титульный лист; задание на проектирование; содержание; введение; кинематический и силовой расчеты привода; расчеты передач; расчет и конструирования валов; расчет шпоночных соединений; расчет и конструирование подшипниковых узлов; конструирование зубчатых и червячных колес, червяков, шкивов, звездочек; конструирование корпусных деталей, стаканов и крышек; смазывание зубчатых и червячных передач; конструирование муфт; конструирование рамы (плиты); выбор посадок; сборка и регулировка редуктора; техника безопасности; литература.

Приступая к конструированию привода (изделия), необходимо руководствоваться следующими:

1. Исходным документом является техническое задание, отступление от которого без согласования с руководителем проекта недопустимо.

2. Важной задачей является получение гармоничной конструкции, т. е. все детали и сборочные единицы изделия должны обладать одинаковой степенью соответствия требованиям надежности, точности, жесткости, прочности, эстетичности и др.

3. Конструируемое изделие должно иметь рациональную компоновку сборочных единиц, обеспечивающую наименьшие габариты, удобства сборки, регулировки, замены деталей или сборочных единиц при ремонте.

4. Выбор материалов и термической обработки должен быть обоснован. Физико-механические свойства материалов и их термическая обработка должны обеспечивать работоспособность деталей при их минимальной массе и габаритах, иметь хорошую контактную выносливость, сопротивляемость износу и заеданию, достаточную пластичность, чтобы, не разрушаясь, воспринимать действие ударных нагрузок, коррозионную стойкость, фрикционные свойства и др. Выбранный материал должен отвечать технологическим (штампруемость, свариваемость и др.) и экономическим (стоимость и дефицитность) требованиям.

5. В различных изделиях следует использовать унифицированные (одинаковые) сборочные единицы деталей и заготовки.

6. Необходимо обеспечивать точность изготовления детали посредством назначения предельных отклонений на размеры, форму, взаимное расположение и шероховатость поверхностей. Наиболее существенное значение, исходя из требований работоспособности и взаимозаменяемости, эти вопросы имеют для поверхностей, по которым происходит контакт или сопряжение деталей: посадочных мест подшипников, участков вала в месте сопряжения контактных уплотнений, рабочих поверхностей и зубьев колес и шлицев и т. п. На поверхности, по которым в процессе работы контакт с другими деталями отсутствует, предельные отклонения должны назначаться по пониженным квалитетам точности.

7. Конструкция должна иметь смазочную систему — совокупность элементов, обеспечивающих хорошую смазку и работающих в условиях трения. При этом особое внимание необходимо уделять правильному подбору смазочного материала, учитывая условия работы изделия (температуру, вид нагрузки и др.).

3 ЗАЩИТА ПРОЕКТА

При оценке проекта учитываются степень самостоятельной работы, глубина проработки всех разделов, обоснованность и качество проектно-конструкторских разработок, качество оформления расчетно-пояснительной записки и выполнения чертежей, построение доклада при защите и точность ответов на вопросы членов комиссии.

Если в результате защиты выяснилось, что проект выполнен несамостоятельно, то он снимается с защиты и студенту выдается новое задание. Студент, получивший за курсовой проект неудовлетворительную оценку, продолжает дополнительно работать над проектом или же выполняет новое задание по решению комиссии.

После проверки и допуска к защите проекта руководителем производится публичная защита проекта перед комиссией, утвержденной кафедрой. При защите курсового проекта в докладе студент должен показать назначение, область применения, устройство и работу приводной установки, особенности расчетов, технико-экономические показатели, особенности эксплуатации изделия, достоинства и недостатки спроектированной конструкции по сравнению с аналогичными того же или близкого назначения. Кроме того, он должен уметь дать четкие ответы на все вопросы, освещенные в расчетно-пояснительной записке, а также обосновать выбор материала деталей, шероховатость их поверхности, вид посадок, качества.

4 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Пояснительная записка курсового проекта оформляется на стандартной белой бумаге формата А4 с одной стороны листа.

При оформлении пояснительной записки должны быть установлены следующие размеры полей: левого 30 мм; правого — 10 мм; верхнего и нижнего — 20 мм.

Пояснительная записка курсового проекта должна быть выполнена одним из следующих способов (в соответствии с ГОСТ 2.105-95):

– с использованием текстового редактора Word. При этом рекомендуется использовать шрифт Times New Roman, 14 пунктов. Межстрочный интервал

должен составлять 18 пунктов (1,5 машинописных интервала), количество текстовых строк на странице — 39—40;

- машинописным, при этом шрифт должен быть четким, высотой не менее 2,5 мм, только черного цвета (полужирный);

- рукописным (чертежным) шрифтом с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм. Цифры и буквы необходимо писать четко и черными чернилами, пастой или тушью.

Абзацы в тексте начинают отступом, равным пяти ударам пишущей машинки (15—17 мм).

Вписывать в отпечатанный текст отдельные слова, формулы, условные знаки, а также выполнять иллюстрации следует черными чернилами (пастой, тушью). Для выполнения иллюстраций разрешается использовать графические редакторы, фотографии, ксерокопии и т. п.

Опечатки и описки допускается исправлять подчисткой или закрашиванием белой краской и нанесением на том же месте исправлений машинописным способом или черными чернилами, пастой или тушью рукописным способом. Повреждения листов, помарки и следы неполностью удаленного прежнего текста не допускаются.

Текст основной части пояснительной записки курсового проекта разделяют на разделы, подразделы и пункты.

Разделы (подразделы) могут состоять из одного или нескольких подразделов (пунктов). Их нумеруют арабскими цифрами без точки в пределах всей пояснительной записки и записывают с абзачного отступа.

Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой (например: 1.1). В конце номера подраздела точка не ставится.

Пункты нумеруются в пределах подраздела. Номер пункта состоит из номеров подраздела и пункта, разделенных точкой (например: 1.1.1).

Разделы и подразделы должны иметь заголовки. Заголовки должны четко и кратко отражать содержание разделов, подразделов. В конце заголовков точку не ставят.

Расстояние между заголовком и текстом при выполнении пояснительной записки курсового проекта машинным способом составляет 2...3 интервала, при выполнении рукописным способом — 15 мм. Расстояние между заголовками раздела и подраздела составляет 2 интервала, при выполнении рукописным способом — 8 мм.

Нумерация страниц пояснительной записки курсового проекта и приложений, входящих в ее состав, сквозная. Первой страницей пояснительной записки является титульный лист. Номера страниц на титульном листе, на задании по курсовому проектированию не ставятся, но включаются в общую нумерацию страниц.

Страницы пояснительной записки курсового проекта нумеруются арабскими цифрами, проставляемыми в правом верхнем углу страницы.

4.1 Оформление формул

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими государственными стандартами. Пояснения символов нечисловых коэффициентов, входящих в формулу, если они не пояснены ранее в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. Пояснения каждого символа следует давать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка пояснения должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него.

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

Переносить формулы на следующую строку допускается только на знаках выполняемых операций, причем знак в начале следующей строки повторяют. При переносе формулы на знаке умножения применяют знак « \times ».

Формулы должны нумероваться в пределах раздела арабскими цифрами, которые записывают на уровне формулы в крайнем правом положении на строке в круглых скобках. Номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой (например, (1.2)). Одну формулу обозначают (1.1).

4.2 Оформление таблиц

Таблицы применяют для лучшей наглядности и удобства сравнения показателей. Название таблицы (при его наличии) должно отражать ее содержание, быть точным, кратким. Оно помещается над таблицей. Таблицу, в зависимости от ее размера, помещают или под текстом, в котором впервые дана ссылка на нее, или на следующей странице (при необходимости — в приложении). Допускается помещать таблицу вдоль длинной стороны листа.

Таблицы следует нумеровать в пределах раздела арабскими цифрами. Номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой (например: «Таблица 1.2»). Если таблица одна, то она обозначается «Таблица 1.1».

Таблицы каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения (например: «Таблица В.1»).

На все таблицы документа должны быть приведены ссылки в тексте документа, при ссылке следует писать слово «таблица» с указанием ее номера.

Основной текст таблицы набирается шрифтом на 2 кегля меньше, чем основной текст документа.

Заголовки граф и строк таблицы следует писать с прописной буквы, а подзаголовки граф — со строчной буквы, если они составляют одно предложение с заголовком, или с прописной буквы, если они имеют самостоятельное значение. В конце заголовков и подзаголовков таблиц точки не ставят. Заголовки и подзаголовки граф указывают в единственном числе и набирают меньшим шрифтом, чем основной текст таблицы.

Разделять заголовки и подзаголовки боковика и граф диагональными линиями не допускается.

При переносе части таблицы на другую страницу над другими частями слева пишут слова «Продолжение таблицы» с указанием номера таблицы. Над последней частью таблицы слева пишут слова «Окончание таблицы» с указанием номера таблицы.

При переносе части таблицы на другую страницу допускается нумеровать арабскими цифрами графы таблицы, не повторяя их наименования.

Слово «Таблица» с номером указывают один раз слева над первой частью таблицы, над другими частями пишут слова «Продолжение таблицы» с указанием номера (обозначения) таблицы.

4.3 Оформление иллюстраций

Иллюстрации могут быть расположены как по тексту документа (возможно, ближе к соответствующим частям текста), так и в конце его. Иллюстрации, за исключением иллюстраций приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Если рисунок один, то он обозначается «Рисунок 1».

Иллюстрации каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения (например: Рисунок А.3).

Допускается нумеровать иллюстрации в пределах раздела. В этом случае номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой (например: Рисунок 1.1).

Иллюстрации (при необходимости) могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст). Слово «Рисунок» и его наименование помещают после пояснительных данных и располагают следующим образом: Рисунок 1 — Конструкция вала.

Если в тексте документа имеется иллюстрация, на которой изображены составные части изделия, то на этой иллюстрации должны быть указаны номера позиций этих составных частей в пределах данной иллюстрации, которые располагают в возрастающем порядке, за исключением повторяющихся позиций.

Допускается (при необходимости) номер, присвоенный составной части изделия на иллюстрации, сохранять в пределах документа.

Для схем расположения элементов конструкций указывают марки элементов.

При ссылке в тексте на отдельные элементы деталей (отверстия, пазы, канавки, буртики и др.) их обозначают прописными буквами русского алфавита.

Материал, дополняющий текст документа, допускается помещать в приложения, в качестве которых могут быть графические материалы, таблицы большого формата, расчеты и т. д.

Приложение оформляют как продолжение данного документа на последующих его листах.

5 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРОЕКТА

Графическая часть курсового проекта должна выполняться на листах формата А1 (594 × 841) по ГОСТ 2.301. Допускается применять другие стандартные форматы, оставляя постоянной короткую сторону листа (594).

Чертежи, схемы всех видов и текстовые документы к ним (спецификации, ведомости, таблицы и др.) должны выполняться в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

В правом нижнем углу рабочего поля чертежа (схемы) должна размещаться основная надпись.

Специальное назначение линий (изображение резьбы, шлицев, границы зон с различной шероховатостью поверхности и др.) определены в соответствующих стандартах ЕСКД.

При выполнении отдельных чертежей необходимо руководствоваться определенными правилами.

Толщина сплошной основной линии должна быть в пределах 1...1,5 мм в зависимости от величины и сложности изображения, а также от формата чертежа. Цифры, буквы и знаки должны быть отчетливы, их начертание и размеры должны соответствовать ГОСТ 2.304. Рекомендательный масштаб чертежей — 1:1, так как он обеспечивает лучшее представление о действительных размерах элементов конструкций. Мелкие элементы конструкции (галтели или канавки вала), требующие показа формы и простановки размеров, вычерчивают отдельно в виде выносных увеличенных изображений. Применение других масштабов (1:2 или 2:1) в каждом конкретном случае решается студентом совместно с руководителем проекта.

Сборочный чертеж должен содержать: изображение сборочной единицы, дающее представление о расположении и взаимной связи составных частей, соединяемых по данному чертежу и обеспечивающих возможность осуществления сборки и контроля сборочной единицы; размеры, предельные отклонения и другие

параметры и требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному чертежу. Все составные части сборочной единицы на них нумеруются. Номера позиций указывают на полках линий-выносок. Выноски с позиционными номерами не должны пересекаться между собой, их нельзя делать параллельными штриховке (при прохождении через заштрихованное поле). По возможности они не должны пересекать проекции других деталей.

Сборочный чертеж должен содержать технические требования, изображенные при помощи условных обозначений. Требования, которые не могут быть выражены графическим способом, следует располагать на поле чертежа справа от изображения над основной надписью. Они должны содержать лишь такие указания, которые не ясны из чертежа. Надписи необходимо делать краткими. Если они содержат несколько различных указаний, каждое из них формулируется отдельно со своим порядковым номером и начинается с прописной буквы и абзаца.

Изображение предметов на чертежах должно иметь необходимое и достаточное количество видов, разрезов, сечений.

Документом, сопровождающим конструкторскую часть курсового проекта, является спецификация, которая выполняется на отдельном бланке и помещается в приложении пояснительной записки.

Примеры оформления чертежей подробно показаны в работах [6; 8; 9; 13; 21—23; 25].

6 ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Введение (до одной страницы) должно отражать состояние решаемых в проекте задач и содержать обоснование необходимости проектирования [20].

6.1 Кинематический и силовой расчеты привода*

1. Дать кинематическую схему привода.
2. Определить общий КПД привода, привести расчет потребной мощности, выбрать электродвигатель. Привести характеристику и эскиз выбранного электродвигателя.
3. Определить общее передаточное число приводной установки и разбить его по ступеням с учетом требования ГОСТ на отдельные виды передач.

* Здесь и далее при проведении расчетов необходимо руководствоваться источниками, приведенными в общем списке: [4; 7—9; 11—14; 17; 21— 25; 27].

4. Определить мощность, частоту вращения и вращающий момент для каждого вала передач привода.
5. Составить после определения всех этих величин, таблицу (табл. 6.1).

Т а б л и ц а 6.1 — Результаты расчетов параметров привода

Номер вала	P , кВт	n , мин ⁻¹	ω , с ⁻¹	T , Н·м

6.2 Расчет ременных и цепных передач

В данной главе необходимо привести полный расчет передачи гибкой связью в соответствии с заданием (плоскоременной, клиноременной, поликлиновым или зубчатым ремнем, зубчатой или роликовой цепью), в последовательности, приведенной в последующих разделах.

6.2.1 Плоскоременная передача*

1. Определить диаметр меньшего шкива, принять его по государственным стандартам.
2. Найти диаметр большего шкива с учетом скольжения и принять его по государственным стандартам.
3. Уточнить передаточное число и найти его отклонение от заданного.
4. Определить окружную скорость ремня.
5. Найти окружную силу.
6. Принять тип ремня и рекомендуемое отношение толщины ремня к диаметру малого шкива.
7. Определить начальное напряжение в ремне.
8. Принять рекомендуемое межосевое расстояние.
9. Определить угол обхвата на малом шкиве.
10. Вычислить коэффициент угла обхвата, определить коэффициент скорости, выбрать коэффициент режима работы, определить коэффициент, зависящий от рода и расположения передачи.
11. Определить требуемое поперечное сечение ремня и согласовать толщину и ширину его по принять его по государственным стандартам.
12. Определить допускаемое полезное напряжение.
13. Найти требуемую длину ремня.

* [4; 7; 11—14; 17; 22; 23; 25; 27].

14. Проверить ремень на долговечность по числу пробегов.
15. Определить силы в ветвях ремня.
16. Вычислить суммарное максимальное напряжение в работающем ремне.
17. Рассчитать теоретический срок службы ремня (в часах).
18. Определить силу давления на вал.
19. Определить ширину шкивов.

6.2.2 Клиноременная передача*

1. По заданной мощности выбрать соответствующий профиль ремня.
2. В зависимости от выбранного профиля ремня принять расчетный диаметр малого шкива согласно рекомендациям.
3. Определить диаметр большего шкива и принять его по принятым государственным стандартам.
4. Определить скорость ремня.
5. Определить окружную силу.
6. Принять рекомендуемое межосевое расстояние.
7. Определить расчетную длину ремня и принять ближайшую его длину по ГОСТ.
8. Уточнить межосевое расстояние.
9. Определить угол обхвата на малом шкиве.
10. В зависимости от типа ремня, диаметра малого шкива и скорости ремня по таблице принять допустимую мощность для данного профиля ремня.
11. Найти коэффициенты угла обхвата и режима работы.
12. Определить необходимое число ремней.
13. Вычислить силы в ветвях ремня.
14. Проверить ремень на долговечность по числу пробегов.
15. Определить суммарное максимальное напряжение в работающем ремне.
16. Рассчитать теоретический срок службы ремня (в часах).
17. Определить силу давления на валы.
18. Определить ширину шкивов.

6.2.3 Передача поликлиновым ремнем**

1. Определить вращающий момент на быстроходном валу.
2. Принять сечение ремня в зависимости от момента на быстроходном валу.

* [4; 7; 11; 12; 14; 17; 22—25; 27].

** [4; 7; 12; 14; 17; 22; 23; 25; 27].

3. Принять оптимальный диаметр меньшего шкива по рекомендациям и определить диаметр большего шкива.
4. То же, что в пунктах 4—9 подраздела 6.2.2.
5. Определить коэффициенты динамичности и режима нагрузки.
6. Принять исходную длину ремня.
7. Определить относительную длину ремня.
8. Определить коэффициент длины ремня.
9. Определить исходную мощность для 10-реберного ремня.
10. Определить поправку к моменту на передаточное число [7; 14].
11. Определить поправку к мощности [4; 7].
12. Определить допускаемую мощность на 10-реберный ремень.
13. Определить число ребер.
14. Найти силу предварительного натяжения ремня.
15. Определить силы натяжения в ведущей и ведомых ветвях.
16. Определить силу давления на вал.
17. Определить ширину шкивов.

6.2.4 Передача зубчатым ремнем*

1. Определить вращающий момент на быстроходном валу.
2. Принять модуль ремня в зависимости от момента.
3. Определить число зубьев меньшего и большего шкивов.
4. Найти расчетные диаметры шкивов.
5. Вычислить межосевое расстояние и длину ремня.
6. Определить число зубьев ремня и принять его по нормам.
7. Уточнить длину ремня.
8. Уточнить межосевое расстояние по окончательно принятой длине ремня.
9. Определить угол обхвата на меньшем шкиве и число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом (должно быть $z_c \geq 6$).
10. Выбрать коэффициенты режима работы, передаточного числа и коэффициент числа зубьев, находящихся в зацеплении.
11. Определить допускаемую удельную окружную силу.
12. Определить окружную силу и скорость ремня.
13. Вычислить ширину ремня и округлить до нормализованного значения (должно быть $b \leq d_1$).
14. Определить силу предварительного натяжения.
15. Определить силу давления на вал.
16. Проверить зубья ремня на прочность (смятие и сдвиг).
17. Определить ширину шкивов.

* [7; 12; 14; 23; 27].

6.2.5 Цепная передача роликовой цепью*

1. Принять число зубьев ведущей звездочки (в зависимости от передаточного числа).
2. Определить число зубьев ведомой звездочки.
3. Вычислить шаг цепи и выписать параметры цепи из справочных данных по государственным стандартам.
4. Определить скорость цепи и окружную силу.
5. Определить расчетный коэффициент нагрузки (коэффициент, учитывающий условия эксплуатации и характер нагрузки).
6. Вычислить межосевое расстояние и определить длину цепи.
7. Определить число звеньев цепи (округлить до ближайшего, желательно четного числа).
8. Уточнить межосевое расстояние.
9. Проверить цепь по давлению в шарнирах.
10. Проверить цепь по запасу прочности.
11. Проверить цепь по числу ударов.
12. Определить силу давления на вал.
13. Рассчитать ширину звездочек и их ступиц.

6.2.6 Цепная передача зубчатой цепью**

1. В зависимости от передаточного числа принять число зубьев ведущей звездочки. Число зубьев должно быть нечетным.
2. Определить расчетный коэффициент нагрузки, учитывающий условия эксплуатации и ее характер.
3. Найти среднее значение допускаемой мощности для передачи зубчатой цепью шириной 10 мм.
4. Определить ширину цепи.
5. Принять ширину цепи по ГОСТ 13552-84, а также для стандартной ширины цепи принять шаг.
6. Рассчитать скорость цепи.
7. Для принятого шага и скорости цепи определить допускаемую мощность для цепи шириной 10 мм.
8. Вычислить действительное значение мощности, передаваемой цепью шириной 10 мм (P_{10}), и сравнить его с допускаемым значением $[P]_{10}$.

* [4; 7; 12; 14; 17; 22—25; 27].

** [7; 12; 22; 27].

9. Если $P_{10} \leq [P]_{10}$, то следует перейти к расчету запаса прочности цепи, в противном случае следует увеличить либо шаг цепи, либо ее ширину и выполнить пункты 5—9 расчета.

10. Определить межосевое расстояние и вычислить длину цепи.

11. Вычислить число звеньев цепи и уточнить межосевое расстояние.

12. Рассчитать окружную силу, силу натяжения цепи от провисания, а также от центробежной силы.

13. Проверить цепь по запасу прочности.

14. Определить силу давления на вал.

15. Рассчитать ширину звездочек и ступицы.

6.3 Расчет зубчатых и червячных передач

В данной главе приводится полный расчет закрытых зубчатых и червячных передач (прямозубой цилиндрической, косозубой цилиндрической, шевронной, конической прямозубой, червячной с цилиндрическим червяком).

6.3.1 Зубчатая цилиндрическая косозубая передача*

1. Выписать исходные данные для расчета (вращающие моменты и мощности, частоты вращения, передаточное число).

2. Принять технический уровень одноступенчатого редуктора высоким или средним [25].

3. Определить ориентировочную массу одноступенчатого редуктора (передачи) и границы главного параметра — межосевого расстояния [25].

4. Выбрать материал шестерни и колеса, назначить вид термообработки. Задаться сроком службы передачи от 10 000 до 40 000 ч.

5. Подсчитать суммарное число циклов перемены напряжений для шестерни и колеса.

6. Определить пределы контактной выносливости, коэффициент долговечности, безопасности и реверсивности.

7. Найти коэффициент нагрузки и коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию.

8. Определить допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса.

9. Вычислить требуемое межосевое расстояние из расчета на контактную прочность.

10. Определить модуль зацепления, принять его по государственным стандартам.

11. Предварительно принять угол наклона зубьев.

12. Определить число зубьев шестерни и колеса.

* [4; 7; 11; 12; 14; 17; 21—25; 27].

13. Уточнить угол наклона зубьев.
14. Вычислить делительные диаметры, диаметры вершин и впадин зубьев шестерни и колеса, уточнить межосевое расстояние, определить ширину венца зубчатых колес (и ступицы).
15. Определить коэффициент ширины шестерни по диаметру.
16. Определить окружную скорость и назначить степень точности передачи.
17. Уточнить коэффициент нагрузки по контактным напряжениям.
18. Выполнить проверку на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев.
19. Определить силы, действующие в зацеплении.
20. Определить пределы изгибной выносливости и коэффициент нагрузки по изгибу.
21. Вычислить коэффициенты формы зубьев для шестерни и колеса.
22. Определить допускаемые изгибные напряжения для шестерни и колеса.
23. Проверить на изгибную прочность зубья шестерни и колеса.

6.3.2 Зубчатая цилиндрическая прямозубая передача

Расчет данной передачи производится аналогично косозубой, только необходимо принять угол наклона зуба, равный нулю, и соответствующие коэффициенты при расчете зубьев на контактную и изгибную прочность.

6.3.3 Шевронная передача*

Расчет шевронной передачи подобен расчету цилиндрической косозубой передачи с особенностями, связанными с правильным выбором угла наклона зуба (с учетом ширины полушеврона) и отсутствием осевых сил. Пример расчета приведен в работе [7, с. 206—210].

6.3.4 Коническая прямозубая передача**

Расчет конических передач ведется в последовательности, аналогичной для цилиндрических. В проектном расчете необходимо определить внешний делительный диаметр колеса, при этом на основе опытных данных принимают, что конические прямозубые передачи могут передать нагрузку, равную 0,85 от допускаемой нагрузки эквивалентной цилиндрической передачи. Расчеты по пп. 10—23 подраздела 6.3.1 выполняются аналогично, только с учетом формул и коэффициентов для конических передач.

* [7; 21].

** [4; 7; 11; 12; 14; 17; 21—23; 25; 27].

6.3.5 Червячная передача с цилиндрическим червяком*

1. Выписать исходные данные для расчета.
2. Выбрать материал червяка и червячного колеса в зависимости от скорости скольжения [8; 9; 25]. Задаться сроком службы передачи.
3. То же, что в пп. 2, 3, 5, 6 подраздела 6.3.1.
4. Принять число заходов червяка в зависимости от передаточного числа и определить число зубьев червячного колеса.
5. Принять значение коэффициента диаметра червяка.
6. Определить коэффициент нагрузки.
7. Вычислить межосевое расстояние из условия контактной прочности.
8. Найти модуль зацепления и принять его по государственному стандарту. Согласовать со значением коэффициента диаметра червяка.
9. Определить делительный диаметр червяка и червячного колеса, диаметры вершин и впадин червяка и червячного колеса, наибольший диаметр червячного колеса, ширину венца колеса, угол обхвата червячным колесом червяка, угол подъема витка червяка по начальному цилиндру, длину нарезной части червяка.
10. Уточнить межосевое расстояние.
11. Определить окружную скорость червяка и уточнить скорость скольжения.
12. Уточнить допустимые контактные напряжения и коэффициент нагрузки.
13. Вычислить расчетные контактные напряжения и сравнить с допустимыми.
14. Определить КПД передачи.
15. Определить силы в зацеплении.
16. Вычислить эквивалентное число зубьев и определить коэффициент формы зуба.
17. Выполнить проверку зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба.
18. Произвести тепловой расчет редуктора.

6.3.6 Глобoidная червячная передача**

Глобoidная передача имеет ряд преимуществ по сравнению с передачами, имеющими цилиндрический червяк. При одном и том же межосевом расстоянии и передаточном числе глобoidная передача способна воспринимать нагрузку, в 2—4 раза большую, чем передача с цилиндрическим червяком (в зависимости от точности изготовления).

Порядок проектного и проверочного расчетов глобoidных передач приведен в [4; 11; 17].

* [4; 7; 8; 11; 12; 14; 17; 22; 25; 27].

** [4; 11; 17].

6.3.7 Планетарная передача*

6.3.7.1 Кинематический расчет

1. Определить число зубьев солнечного, корончатого колеса и водила (из системы трех уравнений).
2. Проверить правильности выбора чисел зубьев:
 - определить фактическое передаточное число;
 - проверить условие соосности (числа зубьев, сателлитов);
 - уточнить условие сборки;
 - убедиться в соблюдении условия соседства.
3. Определить частоту вращения:
 - частоту вращения водила (абсолютная);
 - частоту вращения солнечного колеса в относительном движении;
 - передаточное отношение между солнечным колесом и водилом (сателлитом) в относительном движении (при остановленном водиле);
 - относительную частоту вращения сателлита.

6.3.7.2 Определение КПД передачи и вращающих моментов

1. Определить КПД:
 - принять тип подшипников, способ смазки, точность изготовления колес;
 - определить КПД двух ступеней передачи (с внешним и внутренним зацеплениями) при остановленном водиле;
 - подсчитать КПД планетарной передачи по рекомендуемой в литературе формуле;
 - определить КПД редуктора (с учетом потерь в подшипниках).
2. Вычислить вращающие моменты на ведущем и ведомом валах.

6.3.7.3 Расчет зацепления на прочность

1. Выбрать материалы зубчатых колес и определить допускаемые напряжения (контактные и на изгиб зубьев).
2. Определить межосевое расстояние из расчета на контактную прочность.
3. Проверить прочность зубьев на изгиб.

6.3.7.4 Геометрический расчет передачи

1. Рассчитать диаметры делительных окружностей (солнечного колеса, сателлита, корончатого колеса).

* [11—14; 17].

2. Проверить межосевое расстояние (с одной стороны — как сумму радиусов делительных окружностей солнечного колеса и сателлита, с другой — как разность соответствующих радиусов корончатого колеса и сателлита).

3. Вычислить диаметры окружностей выступов и впадин (в том числе и для колеса с внутренними зубьями — корончатого колеса).

4. Определить ширину зубчатых колес (для удобства монтажа ширину центральных колес принимать примерно на 5 мм больше ширины сателлитов).

6.3.7.5 Определение сил в зацеплении

Определить окружные силы в зацеплении, радиальные силы и силу давления на ось сателлита.

Для расчета оси сателлита определить силу нагружения ее в относительном движении (делением общей силы давления на приведенное число сателлитов).

6.3.7.6 Конструктивная схема планетарного редуктора

Для получения наименьших габаритов в курсовом проекте рекомендуется принимать следующую конструктивную схему редуктора:

- оси сателлитов крепить в водиле неподвижно, а подшипники устанавливать в сателлитах;
- водило выполнять заодно целое с ведомым валом, подшипники устанавливать в корпусе;
- солнечное колесо выполнять заодно с ведущим валом, подшипники установить в водиле;
- корончатое колесо запрессовать в корпус редуктора;
- корпус редуктора выполнить неразъемным, с одной боковой крышкой.

6.4 Расчет и конструирование валов*

6.4.1 Проектный расчет валов

1. Принять материал вала и выписать его механические характеристики.
2. Определить диаметр выходного конца вала (для промежуточного вала — среднего участка) из расчета на кручение.

* [6—10; 13; 14; 17; 22—25; 27; 28].

3. Выполнить эскиз вала, назначив и рассчитав диаметры и длины остальных участков вала, с учетом расположения зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек, полумуфт и подшипников [8; 9; 12; 23; 25; 27; 28].

4. Выписать (из расчета передач) значения сил в зацеплении и нагрузок на вал от ременных и цепных передач.

5. Начертить схему нагружения вала.

6. Определить реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

7. Определить суммарные радиальные реакции опор вала.

8. Построить эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях и эпюру крутящего момента.

9. Определить суммарный изгибающий момент в расчетном сечении.

10. Определить эквивалентный момент.

11. Определить диаметр вала в рассчитываемом сечении (в одном или нескольких).

6.4.2 Проверочный расчет на усталостную прочность

1. Подобрать шпонки для сечений вала.

2. Рассчитать коэффициент запаса усталостной прочности.

6.4.3 Расчет вала на жесткость

Валы редукторов на жесткость в большинстве случаев не проверяют, так как принимают повышенные коэффициенты запаса прочности. Исключение составляют валы червяков, которые всегда проверяют на изгибную жесткость для обеспечения правильности зацепления червячной пары.

6.5 Расчет шпоночных соединений

Шпоночные соединения проверяют на смятие.

6.6 Расчет и конструирование подшипниковых узлов

Выбор наиболее рационального типа подшипника для данных условий работы редуктора весьма сложен и зависит от целого ряда факторов: передаваемой мощности редуктора, типа передачи, соотношения сил в зацеплении, частоты

вращения внутреннего кольца подшипника, требуемого срока службы, приемлемой стоимости, схемы установки.

Предварительно принимают тип подшипника и схему установки подшипников по рекомендации [25].

Подбор подшипников валов редуктора, работающих с частотой вращения $n \geq 1 \text{ мин}^{-1}$, основан на расчете на долговечность по усталостному выкрашиванию.

6.6.1 Расчет роликовых конических радиально-упорных подшипников

1. Назначить типоразмер подшипников.
2. Выписать основные параметры подшипников.
3. Назначить схему установки (монтажа) подшипников в опорах вала: «враспор» или «врастяжку».
4. Определить расстояние между точками приложения радиальных реакций подшипников.
5. Пересчитать радиальные реакции подшипников с учетом измененного межопорного расстояния.
6. Определить осевые составляющие от действия радиальных реакций.
7. Определить расчетные осевые силы на подшипник.
8. Вычислить действительный коэффициент осевого нагружения.
9. Определить приведенную или эквивалентную нагрузку на подшипник.
10. Определить требуемую динамическую грузоподъемность подшипника.
11. Рассчитать действительную долговечность подшипника.

6.6.2 Расчет шариковых радиально-упорных подшипников с малым углом контакта (типа 36 000, 46 000)

1. Назначить тип подшипника.
2. Выписать основные параметры подшипников.
3. Назначить схему установки подшипников в опорах вала.
4. Определить расстояние между точками приложения радиальных реакций подшипников.
5. Пересчитать радиальные реакции подшипников с учетом измененного межопорного расстояния.
6. Предварительно определить коэффициенты осевого нагружения.
7. Определить осевые составляющие от действия радиальных реакций.
8. То же, что в 6.6.1, п. 7.

9. Принять уточненные значения коэффициентов осевого нагружения и осевой нагрузки.

10. То же, что в 6.6.1, п. 8.
11. То же, что в 6.6.1, п. 9.
12. То же, что в 6.6.1, п. 10.
13. То же, что в 6.6.1, п. 11.

6.6.3 Расчет шариковых радиальных подшипников

1. Назначить тип подшипника.
2. Выписать основные параметры подшипников.
3. Вычислить действительный коэффициент осевого нагружения (если есть осевая сила).
4. То же, что в 6.6.2, п. 12.
5. То же, что в 6.6.2, п. 13.
6. То же, что в 6.6.2, п. 14.

6.6.4 Выбор посадок подшипников

Допуски на наружные и внутренние кольца подшипников зависят от типа подшипника, его размера и класса точности.

Для шариковых подшипников рекомендуется применять поля допусков вала j_5, k_6 , для роликовых — k_5, k_6, m_6, n_6 (по мере увеличения нагрузок), поля допусков отверстий в корпусах (рис. 6.1).

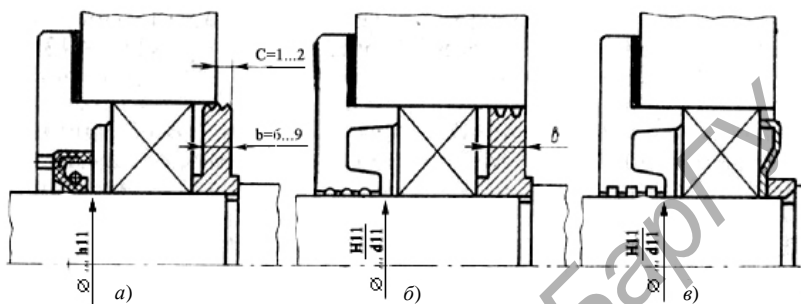
6.6.5 Смазывание и уплотнение подшипниковых узлов

Подшипники чаще всего смазывают тем же маслом, что и детали передач. При смазывании колес погружением на подшипники качения попадают брызги масла. При окружной скорости колес $v > 1$ м / с брызгами масла покрываются все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и стенок корпуса масло попадает в подшипники.

Для защиты подшипников от обильных струй масла (которые создают быстходные косозубые шестерни или червяки) и от попадания в них продуктов износа ставят защитные шайбы и кольца (рис. 6.2).

Для смазывания опор машин, работающих в среде, содержащей вредные примеси, или если температура узла резко изменяется, а также при затрудненном доступе масла к подшипникам применяют пластичную смазку: солидол

жировой УС-1, УС-2, ЦИАТИМ-221, ЦИАТИМ-202 и др. [8; 9; 14; 15; 17; 22; 25]. При этом способе смазывания подшипниковые узлы должны быть изолированы от внутренней полости редуктора во избежание вымывания пластичного смазочного материала жидким, применяемым для смазывания зацепления (рис. 6.3).



a — манжетные уплотнения; *б, в* — щелевые уплотнения

Рисунок 6.3 — Мазеудерживающие кольца и шайбы

Для защиты подшипниковых узлов от попадания извне пыли и влаги применяют наружные уплотнения. Основные типы их показаны на рисунке 6.2, а параметры манжетных уплотнений — в таблице 6.2.

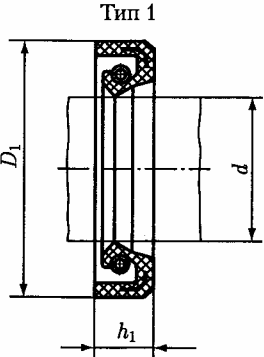
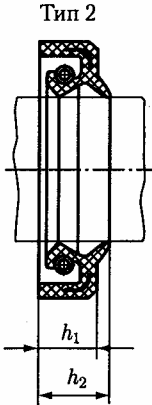
Манжетные уплотнения (рис. 6.3, *a*) применяются при окружных скоростях на шейке вала в основном до 10 м / с, а при полированных валах — 15 м / с и при температуре не более 90 °С.

Щелевые уплотнения (см. рис. 6.3, *б* и *в*) эффективно работают при любом способе смазывания подшипников. Они надежно удерживают смазочный материал от вытекания под действием центробежных сил. Зазоры щелевых уплотнений целесообразно заполнять пластичным смазочным материалом, создающим дополнительный жировой заслон для попадания извне пыли и влаги.

6.6.6 Регулирование подшипников

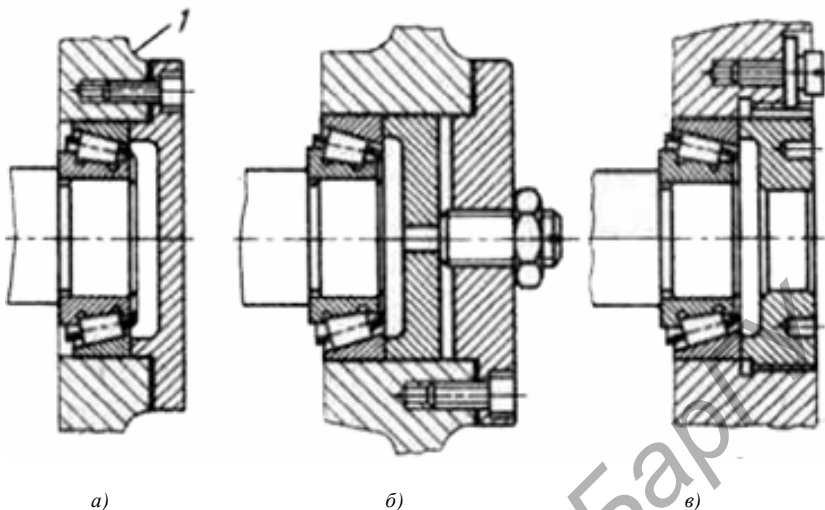
Под **регулированием подшипников** понимают установление минимальных зазоров, при которых в условиях эксплуатации не возникает натяг (в результате температурных деформаций), или создание при необходимости предварительного натяга.

Т а б л и ц а 6.2 — Манжеты резиновые армированные (по ГОСТ 8752-79)

		Размеры, мм					
		d	D_1	h_1	h_2		
		10; 11	26	7	—		
		12; 13; 14	28				
		16; 16	30				
		17	32				
		18; 19	35				
				20; 21; 22	40	10	14
				24	41		
				25	42		
				26	45		
				30; 32	52		
35; 36; 38	58						
40	60						
42	62						
45	65						
48; 50	70						
52	75						
		55; 56; 58	80	12	16		
		60	85				
		63; 65	90				
		70; 71	95				
		75	100				
		80	105				
		85	110				
		90; 95	120				
		100	125				
		105	130				

Регулирование подшипников осуществляется перемещением одного из его колец относительно другого в осевом направлении и зависит от типа подшипника, схемы установки и способа крепления внутреннего и наружного колец.

Схема установки подшипников «враспор» представлена на рисунке 6.4. При установке торцовых крышек (см. рис. 6.4, а) регулировка осуществляется набором регулировочных прокладок из ряда толщин 0,1; 0,2; 0,4; 0,8 мм; при установке врезных или торцовых крышек (см. рис. 6.4, б и в) регулировка осуществляется воздействием винта на самоустанавливающуюся шайбу.



a — регулирование прокладками; *б, в* — регулирование винтом
 Рисунок 6.4 — Осевое регулирование наружных колец

Схема установки подшипников «врасяжку» представлена на рисунке 6.5. Регулирование подшипников производят осевым перемещением внутреннего кольца подшипника с помощью круглой шлицевой гайки (см. рис. 6.5). Ослаблять посадку под перемещаемым при регулировке внутренним кольцом подшипника не требуется. Для регулировки подшипников достаточно одной гайки (см. рис. 6.5, *a* и *б*). Если дополнительно требуется регулировать осевое положение вала, гайки предусматривают на обоих его концах (см. рис. 6.5, *в*).

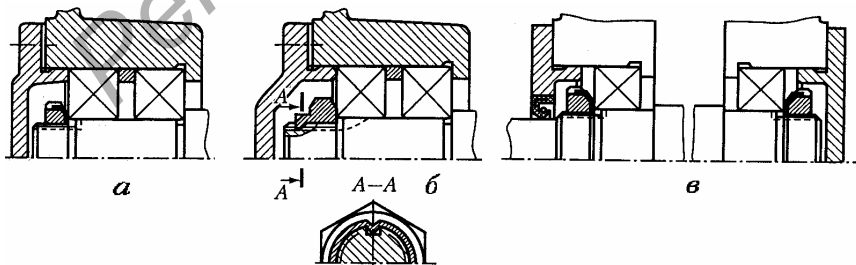


Рисунок 6.5 — Осевое регулирование внутренних колец

6.7 Конструирование зубчатых и червячных колес, червяков, шкивов и звездочек*

Основные параметры зубчатых, червячных колес и червяков (диаметры, ширина, модуль, число зубьев и пр.) определены при проектировании передач. Конструкция колес и червяков зависит, главным образом, от проектных размеров, материала, способа получения заготовки.

Цилиндрические зубчатые колеса обычно изготавливают из круглого проката или поковок (табл. 6.3). Ступицу цилиндрического колеса располагают симметрично или несимметрично относительно обода. При $d_a / d \leq 2 \dots 2,5$ (где d — диаметр вала вблизи зубчатого венца) шестерню обычно выполняют заодно с валом. При этом упрощается сборка и повышается надежность, поскольку каждое высоконагруженное соединение может оказаться потенциальным источником отказа.

Конические колеса диаметром $d_{ae} \leq 500 \dots 700$ мм обычно изготавливают коваными или штампованными (табл. 6.4).

При передаточном числе ступени $U \geq 3,15$ конические шестерни выполняют заодно с валом, а при $U \geq 2,8$ они могут быть насадными, если это конструктивно необходимо.

Червячные колеса (табл. 6.5, рис. 6.6) в целях экономии цветных металлов выполняют с венцом из антифрикционных материалов, а центр — из серого чугуна или стали. Соединение венца с центром должно обеспечивать передачу большого вращающего момента и сравнительно небольшой осевой силы. Лишь колеса малых диаметров (до 100...120 мм) или при малой скорости скольжения $v_c < 2$ м / с изготавливают цельными (рис. 6.6).

У бандажированной конструкции бронзовый венец насажен с натягом по посадке $H7 / r6$, $H7 / r6$, $H7 / s6$. Для предотвращения осевого взаимного смещения венца и ступицы червячного колеса в стыкуемые поверхности на диаметре d_v ввертывают винты (обычно 3 шт. по окружности с $d_{вт} = (1,2 \dots 1,5)m$) длиной $l = (2 \dots 3)d_{вт}$. В последующем срезают головки.

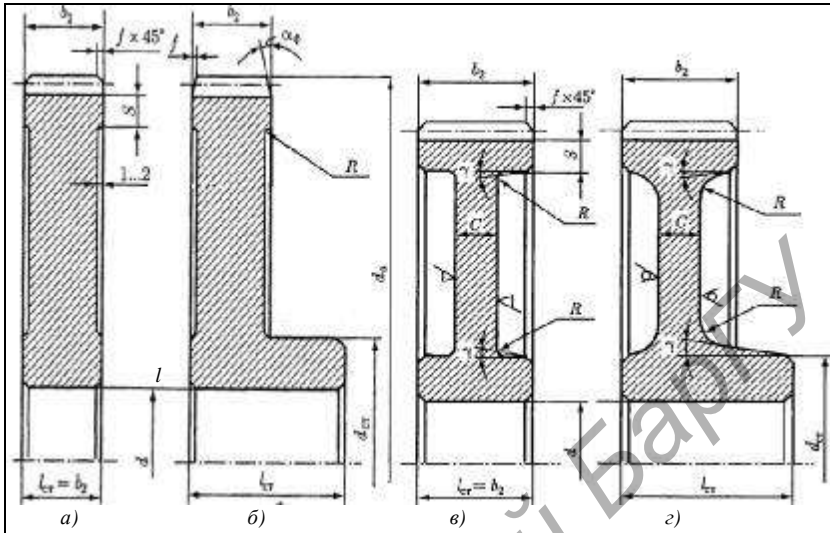
При больших размерах колес ($d_{ам2} \geq 300$ мм) крепление венца к центру можно осуществлять болтами, поставленными без зазора. Размер болтов определяется из расчета на прочность.

Червяки выполняют стальными и чаще всего заодно с валом. Геометрические размеры червяка, в том числе длина b_1 нарезанной части и ориентировочное расстояние l между опорами, известны из расчета.

Шкивы для клиновых ремней изготавливают из чугуна, стали, легких сплавов и неметаллических материалов. При скоростях $v \leq 30$ м / с применяют чугун СЧ15, СЧ20, при более высоких скоростях — сталь. Конструкция шкива определяется его диаметром, типом выбранного ремня и их числом.

* [3; 6; 8; 9; 13; 14; 17; 22; 25; 27].

Таблица 6.3 — Конструкция цилиндрических зубчатых колес, мм



Элемент колеса	Параметр	Способ получения заготовки		
		<i>a</i> — круглый прокат, <i>б</i> — поковка	<i>с</i> — ковка, <i>д</i> — штамповка	<i>д</i> — литье, <i>е</i> — составные
Обод	Диаметр	$d_a < 100$ мм	$d_a = 100 \dots 500$ мм	$d_a > 500$ мм
	Толщина	$S = 2,2m + 0,05b_2$		$S = 2,2m + 0,05b_2h = 0,1b_2$; $S_0 \approx 1,2S$; $T = 0,8h$
	Ширина	b_2		
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_k$		
	Диаметр наружный	$d_{cr} = 1,55 \cdot d$ при соединении шпоночном и с натягом		
	Толщина	$\delta_{cr} \approx 0,3d$		
	Длина	$a - l_{cr} = b_2$; $\bar{b} - l_{cr} = (1,0 \dots 1,5)d$	$l_{cr} = (1,0 \dots 1,5)d$	
$L_{cm} = (1,0 \dots 1,5)d$ — оптимальное значение				

Окончание табл. 6.3

Элемент колеса	Параметр	Способ получения заготовки		
		a — круглый прокат, b — поковка	ϵ — ковка, z — штамповка	d — литье, e — составные
Диск	Толщина	$C = b_2 - (2...4)$	$C = 0,5(S + \delta_{ст}) \geq 0,25 \cdot b_2$	
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 1$	$R \geq 6;$ $\gamma \geq 7^\circ$	$R \geq 10; \gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	—	—	$d_0 = 25 \text{ мм}; n_0 = 4...6$

Примечание. Размеры b_1, b_2, m, d принять из расчета передач и валов.

Т а б л и ц а 6.4 — Конструкция конических зубчатых колес, мм

Элемент	Параметр	Способ получения заготовки		
		a — круглый прокат, b — ковка	a — ковка, b — штамповка	a — литье, b — составные
Обод	Диаметр	$d_{ae} \leq 120 \text{ мм}$	$d_{ae} > 120 \text{ мм}$	$d_{ae} > 180 \text{ мм}$
	Толщина	$S = 2,5m_e(m_e); S_0 \geq 1,2m_e(m_e)$		
	Ширина	—	$b_0 = S$	$B_0 = 0,5b$

Окончание табл. 6.4

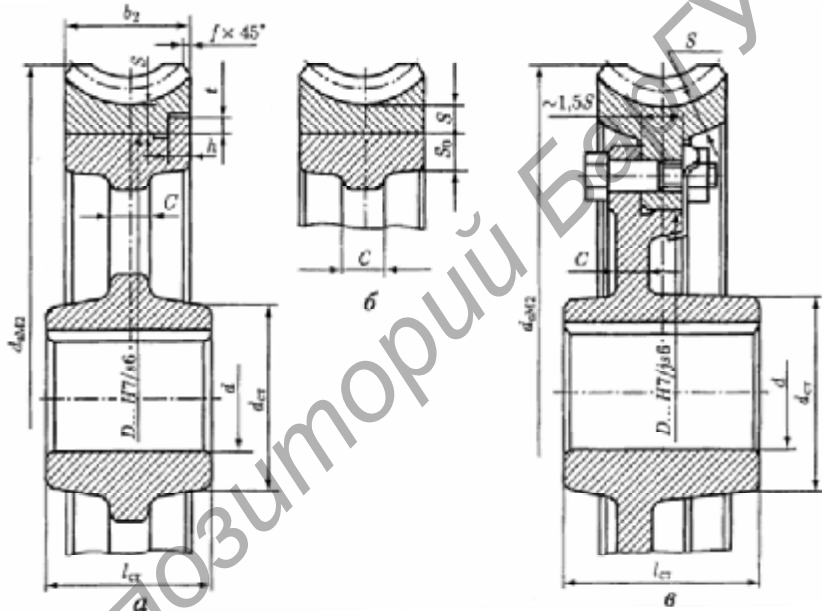
Элемент	Параметр	Способ получения заготовки		
		а — круглый прокат, б — ковка	а — ковка, б — штамповка	а — литье, б — составные
Ступица	Диаметр внутренний	$D = d_k$		
	Диаметр наружный	$d_{ст} = 1,55d$ при соединении шпоночным и с натягом		
	Толщина	$\delta_{ст} \approx 0,3d$		
	Длина	$l_{ст} = (1,2 \dots 1,5)d$		
Диск	Толщина	С определяется графически	$C = 0,5(S + \delta_{ст}) \geq 0,25b$	
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 1$	$R \geq 6;$ $\gamma \geq 7^\circ$ $R \geq 1$	$R \geq 10; \gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	—	—	$d_o \geq 25$

Т а б л и ц а 6.5 — Конструирование червячных колес, мм

Элемент колеса	Параметр	Значения
Обод	Диаметр наибольший	d_{am2}
	Диаметр внутренний	$d_b = 0,9d_2 - 2,5m$
	Толщина	$S = 0,05d_2; S_0 \approx 1,2S; h = 0,15b_2; t = 0,8h$
	Ширина	b_2
Ступица	Диаметр внутренний	$D = d_k$
	Диаметр наружный	Стальная $d_{ст} = 1,55d$ Чугунная $d_{ст} = 1,6d$ при соединении шпоночным и с натягом
	Толщина	$\delta_{ст} \approx 0,3d$
	Длина	$l_{ст} = (1,2 \dots 1,5)d$

Окончание табл. 6.5

Элемент колеса	Параметр	Значения
Диск	Толщина	$C = 0,5(S + \delta_{\text{ст}}) \geq 0,25b_2$
	Радиусы закруглений и уклоны	$R \geq 10 \text{ мм}; \gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	$d_o \geq 25 \text{ мм}; n_o = 4 \dots 6$



a, б — с напрессованным венцом;
в — крепление венца болтами, поставленными без зазора

Рисунок 6.6 — Конструкции червячных колес

Следует обратить внимание на то, что при изгибе ремня угол его клина (для клинового ремня $\alpha = 40^\circ$) уменьшается. Поэтому угол α клина канавки следует назначать в зависимости от d_p (табл. 6.6).

Т а б л и ц а 6.6 — Размеры шкивов для приводных клиновых ремней, мм

Таблицу смотри в приложении А (отдельный файл).

Репозиторий Баргу

Репозиторий БарГУ

Определяются следующие геометрические размеры:

а) внешний диаметр шкива для передачи:

1) клиновыми ремнями: $d_e = d_p + 2b$;

2) поликлиновыми ремнями: $d_e = d_p - 2b$;

б) ширина шкива: $M = (z - 1)e + 2f$, где z — число канавок на шкиве;

в) толщина обода крупных шкивов:

1) клиноремненных: $\delta_{\text{чуг}} = (1,1 \dots 1,3)h$;

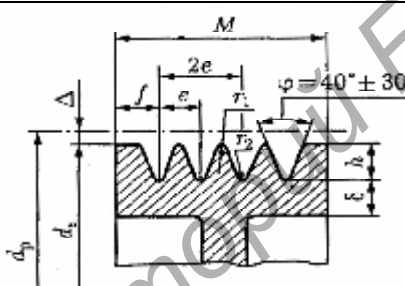
2) поликлиновым ремнем: $\delta_{\text{чуг}} = 1,6h$;

г) толщина обода стальных шкивов: $\delta_{\text{ст}} \approx 0,8\delta_{\text{чуг}}$.

Размер C равен 8...14 мм. Диаметр ступицы $d_{\text{ст}} = (1,55 \dots 1,65)d$.

Основные размеры шкивов для поликлиновых ремней приведены в таблице 6.7.

Т а б л и ц а 6.7 — Размеры шкивов для приводных поликлиновых ремней, мм



Сечение ремня	h	Δ	e	f
К	2,15	0,95	2,4	3,5
Л	4,7	2,4	4,8	5,5
М	9,6	3,55	9,5	10,0

Шкив зубчатого ремня (рис. 6.7) представляет собой зубчатое колесо, головки зубьев у которого срезаны до диаметра, расположенного ниже делительной окружности d (совпадающей с нейтральным слоем ремня) на величину $2\delta_p$.

Основные геометрические параметры шкива, мм, следующие:

а) модуль зацепления: $m = p/\pi$ (1; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 7,0; 10,0);

б) шаг ремня: p (3,14; 4,71; 6,28; 9,41; 12,57; 15,71; 21,99; 31,42);

в) диаметры:

1) делительной окружности: $d = mz$;

2) окружности выступов: $d_a = d - 2\delta_p + k$;

3) окружности впадин: $d_f = d_a - 1,8m$;

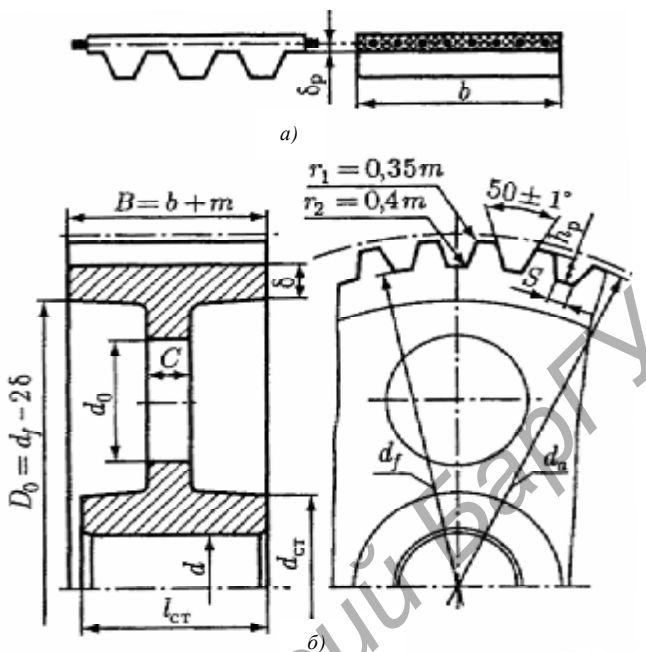


Рисунок 6.7 — Шкив зубчатременной передачи

г) угол впадины:

- 1) $2\gamma = 50 \pm 1$ при $m \leq 2,0$ мм;
- 2) $2\gamma = 40 \pm 1$ при $m \geq 3,0$ мм;

д) расстояние от впадины зуба ремня до средней линии металлического троса:

- 1) $\delta_p = 0,6$ мм при $m = 2,0$ и $3,0$ мм;
- 2) $\delta_p = 0,8$ мм при $m = 4,0 \dots 10,0$ мм.

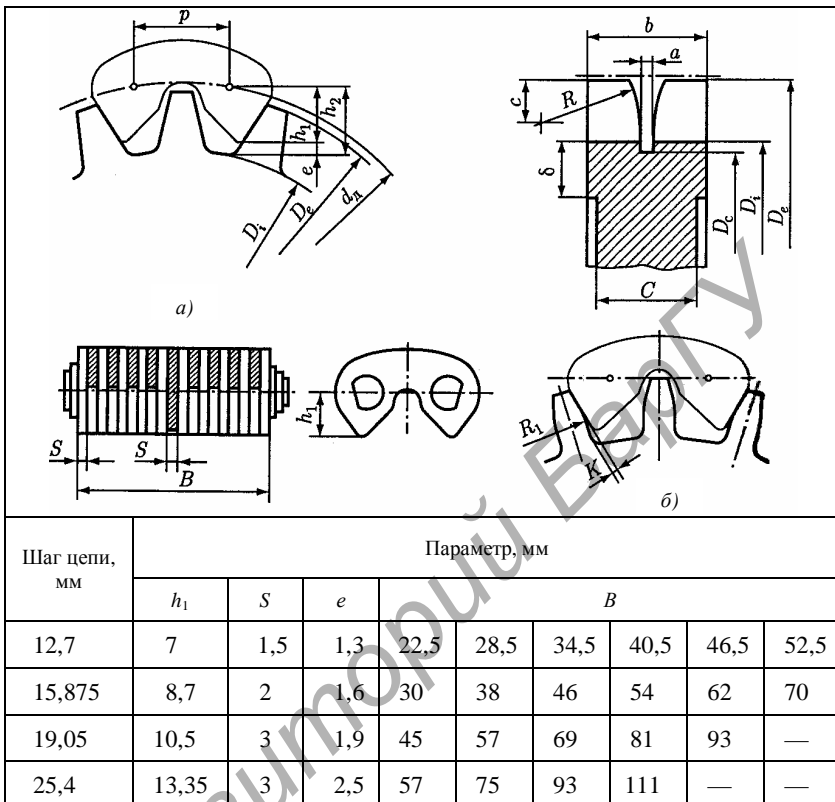
Поправочный коэффициент k , учитывающий нагрузку и податливость троса, которые улучшают распределение нагрузки между зубьями ремня на дуге обхвата, принимается по следующей рекомендации [7]:

d_a , мм	до 50	50...78	80...113	120...198	200...318	320...500
k , мм	0,08	0,1	0,12	0,13	0,15	0,18

Числа зубьев z_1 и z_2 , ширина ремня b принимаются из расчета зубчатременной передачи.

Звездочки роликовых и втулочных цепей во многом подобны зубчатым колесам (табл. 6.8).

Т а б л и ц а 6.9 — Конструкция звездочек зубчатых цепей



Определяются следующие геометрические размеры:

- 1) делительный диаметр: $d_d = p / \sin(180^\circ / z)$;
- 2) диаметр окружности выступов: $D_e = p / \operatorname{tg}(180^\circ / z)$;
- 3) диаметр окружности впадин: $D_i = d_d - 2h_2 / \cos(180^\circ / z)$;
- 4) диаметр проточки: $D_c = D_e - 1,5p$;
- 5) ширина венца: $b = B + 2S$;
- 6) ширина направляющей канавки: $a = 2S$;
- 7) толщина обода: $\delta = h_2$;
- 8) толщина диска: $C = (1,2 \dots 1,3)\delta$.

Диаметр и длину ступицы звездочек выполняют по соотношениям для зубчатых колес.

6.8 Конструирование корпусных деталей, стаканов и крышек*

6.8.1 Конструирование корпусных деталей

Корпус редуктора служит для размещения и координации деталей передачи, защиты их от загрязнения, организации системы смазки, а также восприятия сил, возникающих в зацеплении редукторной пары, подшипниках, открытой передаче (рис. 6.8, табл. 6.10).

Материалом литого корпуса обычно является чугун СЧ10, СЧ15 или СЧ18, сварного — листовая сталь Ст2 или Ст3.

При конструировании корпуса редуктора должны быть обеспечены прочность и жесткость, исключающие перекосы валов. Для повышения жесткости служат ребра, располагаемые у приливов под подшипники. Корпус обычно выполняют разъемным, состоящим из основания (его иногда называют картером) и крышки. Плоскость разъема проходит через оси валов. В вертикальных цилиндрических редукторах разъемы делают по двум и даже по трем плоскостям. При конструировании червячных редукторов можно применять неразъемный корпус (при $a_w \leq 140$ мм) с двумя окнами по боковым стенкам, через которые при сборке вводят в корпус комплект вала с червячным колесом, и разъемный (плоскость разъема располагают по оси вала червячного колеса).

Несмотря на разнообразие форм корпусов, они имеют одинаковые конструктивные элементы (подшипниковые бобышки, фланцы, ребра, соединенные стенками в единое целое), и их конструирование подчиняется некоторым общим правилам.

Основание корпуса и крышку фиксируют относительно друг друга двумя коническими штифтами.

Для предотвращения протекания масла плоскости разъема смазывают спиртовым лаком или жидким стеклом. Ставить прокладку между основанием и крышкой нельзя, так как при затяжке болтов она деформируется и посадка подшипников нарушается.

6.8.2 Конструирование стаканов

Стаканы применяют для создания самостоятельного сборочного комплекта вала с фиксирующими опорами (рис. 6.9). Наиболее часто стаканы используют в конических и червячных передачах, где требуется точная установка и регу-

* [8; 9; 11; 13; 21; 22; 23; 25; 27].

лирование относительного положения зубчатых колес и червяка. Стаканы обычно выполняют литыми из чугуна СЧ15.

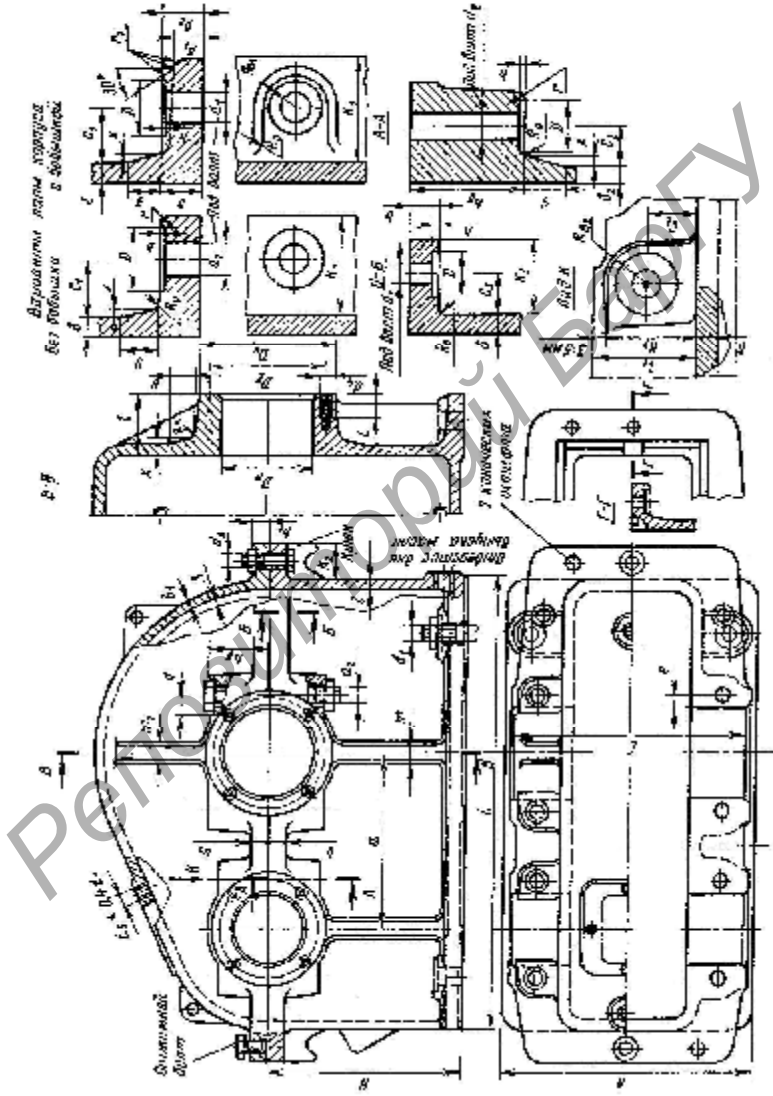


Рисунок 6.8 — Конструктивные элементы корпуса редуктора

Т а б л и ц а 6.10 — Основные элементы корпуса из чугуна

Параметр корпусных деталей	Формула (ориентировочные соотношения)
Толщина стенки корпуса	$\delta \approx 1,12 \cdot \sqrt[3]{T_{\max}} \geq 8$
Толщина стенки крышки	$\delta_1 \approx 0,9\delta$
Толщина ребра: в сопряжении со стенкой корпуса в сопряжении со стенкой крышки	$m = (0,8 \dots 1,0)\delta$ $m_1 = (0,8 \dots 1,0)\delta_1$
Толщина фланца корпуса	$b = 1,5\delta$
Толщина фланца крышки	$b_1 = 1,5\delta_1$
Толщина подъемных ушей: корпуса крышки	$\delta_2 = 2,5\delta$ $\delta_3 = 2,5\delta_1$
Толщина нижнего пояса корпуса (фундаментных лап): без бобышки при наличии бобышки	$p = 2,35\delta$ (или $p \approx 1,5d_1$) $p_1 = 1,5\delta$; $p_2 = (2,25 \dots 2,75)\delta$
Диаметр фундаментных болтов (их число ≥ 4)	$d_1 = \sqrt[3]{4T_{\max}} \geq 12$ или $d_1 = (0,03 \dots 0,036)a_T + 12$; $d_1 = 0,072R_e + 12$
Диаметр болтов (винтов) соединения крышки с корпусом редуктора: у подшипников соединяющих основание корпуса с крышкой	$d_2 = (0,7 \dots 0,75)d_1$ $d_3 = (0,5 \dots 0,6)d_1$
Диаметр болтов (винтов) крепления торцовых крышек подшипников и крышки смотрового отверстия	$d_4 = d_5 \approx 0,5d_1 \geq 6$
Диаметр отжимных болтов (большие для тяжелых редукторов)	8...16 мм
Диаметр резьбы пробки для выпуска масла	$d_{пр} \geq (1,6 \dots 2,2)\delta$
Диаметр прилива подшипникового гнезда	$D_k \approx 1,25D_n + 10$
Расстояние от стенки корпуса до края фланца фундаментных лап	$K_1 = (2,2 \dots 2,5)d_1$
Расстояние от стенки до края фланца по разъему корпуса и крышки: у подшипников у основания	$K_2 = (2,2 \dots 2,5)d_2$ $K_3 = (2,2 \dots 2,5)d_3$

Окончание табл. 6.10

Параметр корпусных деталей	Формула (ориентировочные соотношения)
Расстояние от стенки корпуса до оси болтов (винтов)	$C_1 \approx 0,5K_1$ $C_2 \approx 0,5K_2$ $C_3 \approx 0,5K_3$
Размеры, определяющие положение болтов d_2	$l \approx (1 \dots 1,2)d_2; q \geq 0,5d_2 + d_4$
Расстояние между осями болтов (винтов) для крепления: крышки редуктора к корпусу; крышки редуктора к корпусу в месте приливов подшипниковых гнезд	$l_3 \approx (10 \dots 15)d_3$ $l_2 \approx D_n + (1,8 \dots 2)d_2$
Наименьший зазор между наружной поверхностью колеса и стенкой корпуса: по диаметру по торцам	$A \approx (1 \dots 1,2)\delta$ $A_1 \approx A$

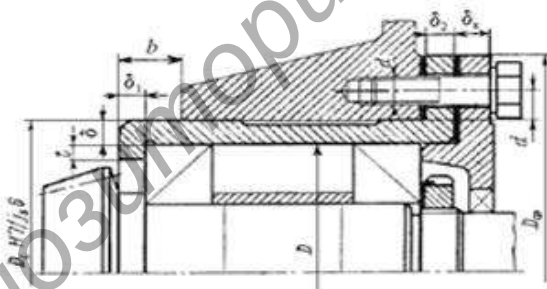


Рисунок 6.9 — Конструкция стакана для фиксирующих опор или опор конических зубчатых колес

Варианты конструкций стаканов, наиболее часто встречающиеся на практике, представлены на рисунке 6.10.

Толщину δ стенки, δ_k крышки подшипника, диаметр d и число z винтов крепления стакана и крышки к корпусу назначают в зависимости от диаметра D наружного кольца подшипника (табл. 6.11).

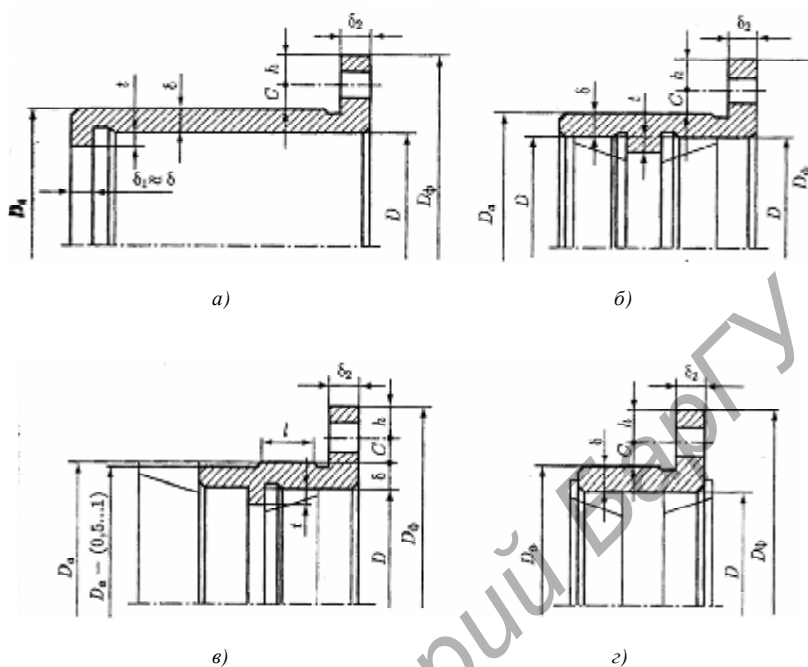


Рисунок 6.10 — Конструкции стаканов

Т а б л и ц а 6.11 — Основные размеры стаканов

Параметр	D , мм				
	<50	50...62	63...95	100...145	150...220
δ , мм	4...5	5...7	7...9	9...11	11...13
δ_k , мм	5	5	6	7	8
$d(d_4)$, мм	6	6	8	10	12
z	4	4	4	6	6

Наружный диаметр D_a стакана, равный $D_a \approx D + 2\delta$, округляют до ближайшего стандартного числа из ряда.

Толщина фланца δ_2 равна $\delta_2 \approx 1,2\delta$.

Высоту t упорного заплечика согласуют с размером фаски наружного кольца подшипника.

Принимая $C \approx d(d_4)$, $h = (1,0 \dots 1,2)d$, получаем минимальный диаметр фланца стакана, равный $D_{\phi} = D_a + (4 \dots 4,4)d$.

Для снижения массы корпуса (см. рис. 6.9) допускается свисание стакана равное $b = (1,5 \dots 2,0)\delta$.

Проточка, выполненная на наружной поверхности стакана (см. рис. 6.9), облегчает сборку и уменьшает длину шлифуемой поверхности.

Стаканы для подшипников вала конической шестерни перемещают при сборке для регулирования осевого положения конической шестерни. В этом случае применяют посадку стакана в корпус $H7/j_6$ или $H7/h_6$, для неподвижных — после установки в корпус стаканов применяют посадки $H7/k_6$ или $H7/m_6$.

6.8.3 Конструирование крышек подшипников

Крышки подшипников изготавливают из чугуна марок СЧ15, СЧ20. Различают крышки привертные и закладные.

Конструкция привертных крышек показана на рисунке 6.11, закладных — на рисунке 6.12.

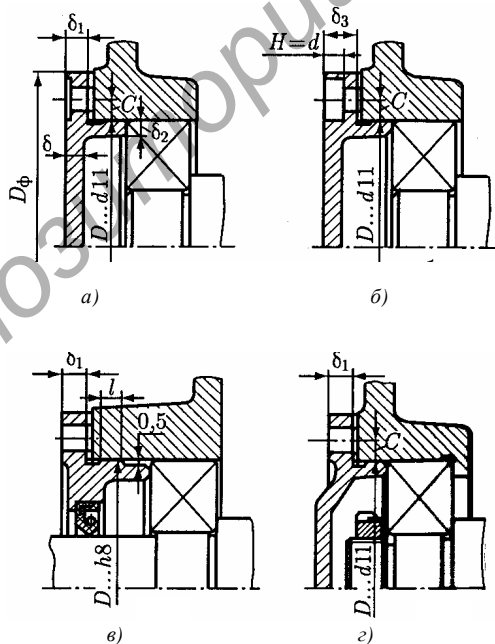


Рисунок 6.11 — Конструкция привертных крышек

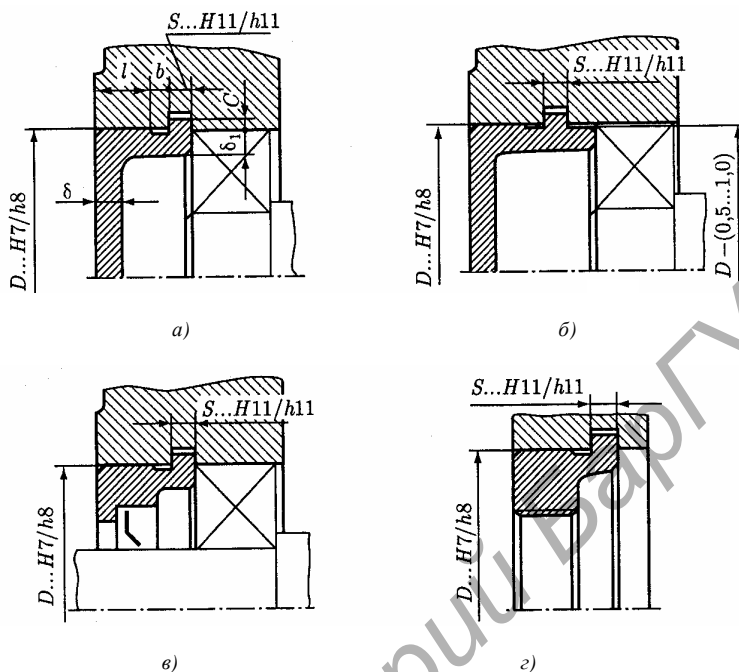


Рисунок 6.12 — Конструкция закладных крышек

Толщина стенки привертной крышки (δ_x или δ_1), диаметр d и число z винтов принимаются по таблице 6.11.

Поясок l с центрирующей цилиндрической поверхностью делают небольшим, чтобы он не мешал установке крышки по торцу корпуса, $l \approx 3 \dots 6$ мм.

Крышку крепят винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ (см. рис. 6.11, б). В этом случае толщину крышки δ_3 принимают равной $H + 0,8\delta$, где $H \approx d$ — высота головки винта. Толщину стенки глухой привертной крышки δ принимают равной $(0,8 \dots 1,0)\delta_1$.

При установке в крышке подшипников манжетного уплотнения (см. рис. 6.11, в) выполняют расточку отверстия так, чтобы можно было выпрессовать изношенную манжету.

При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух соседних крышек подшипников могут перекрывать друг друга. В этом случае у обеих крышек фланцы срезают, оставляя между срезами зазор $1 \dots 2$ мм.

Закладные крышки (см. рис. 6.12) широко применяют в редукторах, имеющих плоскость разреза по осям валов.

Толщину стенки δ принимают по таблице 6.11. Размеры других элементов крышки следующие: $\delta_1 = (0,9 \dots 1)\delta$; $S = (0,9 \dots 1)\delta$; $C \approx 0,5S$; $b \approx 5 \dots 8$ мм; $l \geq b$.

Обычно крышки изготавливают из чугуна. Однако с целью повышения прочности резьбы закладную крышку с резьбовым отверстием под нажимной винт (см. рис. 6.12, з) изготавливают из стали.

6.9 Смазывание зубчатых и червячных передач*

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижение интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиrow, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

6.9.1 Способы смазывания

Для редукторов общего назначения применяют непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным способом (окуанием), который применяется при окружной скорости зубчатых колес и червяков от 0,3 до 12,5 м / с [8].

Для открытых зубчатых передач, работающих при окружных скоростях до 4 м / с, обычно применяют периодическое смазывание весьма вязкими маслами или пластичными смазками.

6.9.2 Выбор сорта масла

Выбор сорта масла зависит от значения расчетного контактного напряжения в зубьях σ_H и фактической окружной скорости колес v .

Сорт масла выбирается по таблицам 6.12, 6.13 и 6.14 [8; 19; 22; 25].

Т а б л и ц а 6.12 — Рекомендуемая кинематическая вязкость масла, Ст

Контактное напряжение σ_H , МПа	Рекомендуемая кинематическая вязкость (Ст) при окружной скорости, м / с, скорость скольжения, м / с		
	до 2	2...5	свыше 5
Для зубчатых передач при 40°C			
До 600	34	28	22
600...1 000	60	50	40
1 000...1 200	70	60	50

* [8; 9; 11; 13; 22; 23; 25; 27].

Окончание табл. 6.12

Контактное напряжение $\sigma_{н}$, МПа	Рекомендуемая кинематическая вязкость (Ст) при окружной скорости, м / с, скорость скольжения, м / с		
	до 2	2...5	свыше 5
Для червячных передач при 100°С			
До 200	25	20	15
200...250	32	25	18
250...300	40	30	23

Т а б л и ц а 6.13 — Рекомендуемые сорта смазочных масел для зубчатых передач

Марка масла	Кинематическая вязкость, Ст
И-Г-А-22 (ИГА-22)	19...25
И-Г-А-32 (ИГА-32)	29...35
И-Г-А-46 (ИГА-46)	41...51
И-Г-А-68 (ИГА-68)	61...75

Т а б л и ц а 6.14 — Рекомендуемые сорта смазочных масел для червячных передач

Контактные напряжения $\sigma_{н}$, МПа	Скорость скольжения червячных передач v_s , м / с		
	до 2	2...5	свыше 5
До 200	И-Т-Д-220 (ИТД-220) (ИГП-250; ИГП-182)	И-Т-Д-100 (ИТД-100) (ИГП-182; ИГП-152)	И-Т-Д-68 (ИТД-68) (ИГП-114)
200...250	И-Т-Д-460 (ИТД-460)	И-Т-Д-220 (ИТД-220)	И-Т-Д-100 (ИТД-100)
Свыше 250	И-Т-Д-680 (ИТД-680)	И-Т-Д-460 (ИТД-460)	И-Т-Д-220 (ИТД-220)

Примечание. Класс кинематической вязкости дан для 50°С.

Обозначение промышленных масел состоит из четырех знаков, каждый из которых показывает: И — промышленное; второй — принадлежность к группе по назначению (Г — для гидравлических систем, Т — для тяжело нагруженных узлов); третий — принадлежность к подгруппе по эксплуатационным

свойствам (А — масло без присадок, С — масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками, Д — масло с антиокислительными, антикоррозионными противоизносными и противозадирными присадками, П — глубокоочищенное легированное); четвертый (число) — класс кинематической вязкости.

6.9.3 Определение объема масла

При смазывании окунаем приближенно объем масляной ванны редуктора принимают из расчета 0,5...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности. Меньшие значения принимают для крупных редукторов (в дальнейшем объем уточняется в зависимости от уровня масла).

6.9.4 Определение уровня масла

Допускаемые уровни погружения колес цилиндрического редуктора в масляную ванну h_m (рис. 6.13) равны $(2m...0,25d_{2T})$, где m — модуль зацепления.

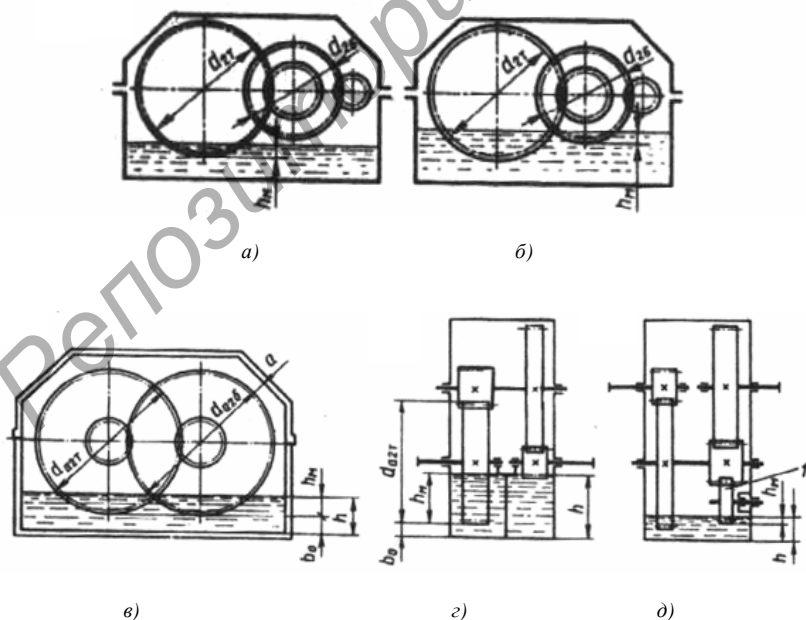


Рисунок 6.13 — Глубина погружения в масло деталей цилиндрического редуктора

Считают, что в двухступенчатой передаче при окружной скорости $v \geq 1$ м / с достаточно погружать в масло только колеса тихоходной передачи (см. рис. 6.13, а). При $v < 1$ м /с в масло должны быть погружены колеса обеих ступеней передачи (см. рис. 6.13, б).

В соосных редукторах при расположении валов в горизонтальной плоскости в масло погружают колеса быстроходной и тихоходной ступеней (см. рис. 6.13, в). При расположении валов в вертикальной плоскости погружают в масло шестерню и колесо, расположенные в нижней части корпуса (см. рис. 6.13, г). Если глубина погружения колеса окажется чрезмерной, то снижают уровень масла и устанавливают специальное смазывающее колесо *1* (см. рис. 6.13, д).

В конических или в коническо-цилиндрических редукторах в масляную ванну должно быть погружено коническое колесо, на всю ширину *b* венца.

Глубину погружения в масло деталей червячного редуктора h_m принимают равным: при нижнем расположении червяка (рис. 6.14, а) $(0,1 \dots 0,5)d_{a1}$, при верхнем (рис. 6.14, б) — $2m \dots 0,25d_2$.

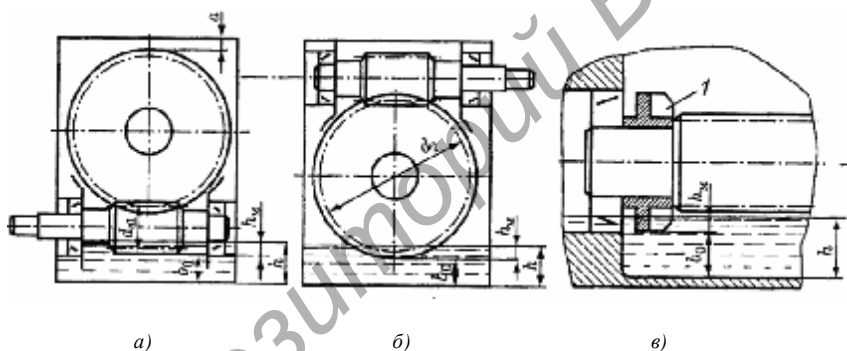
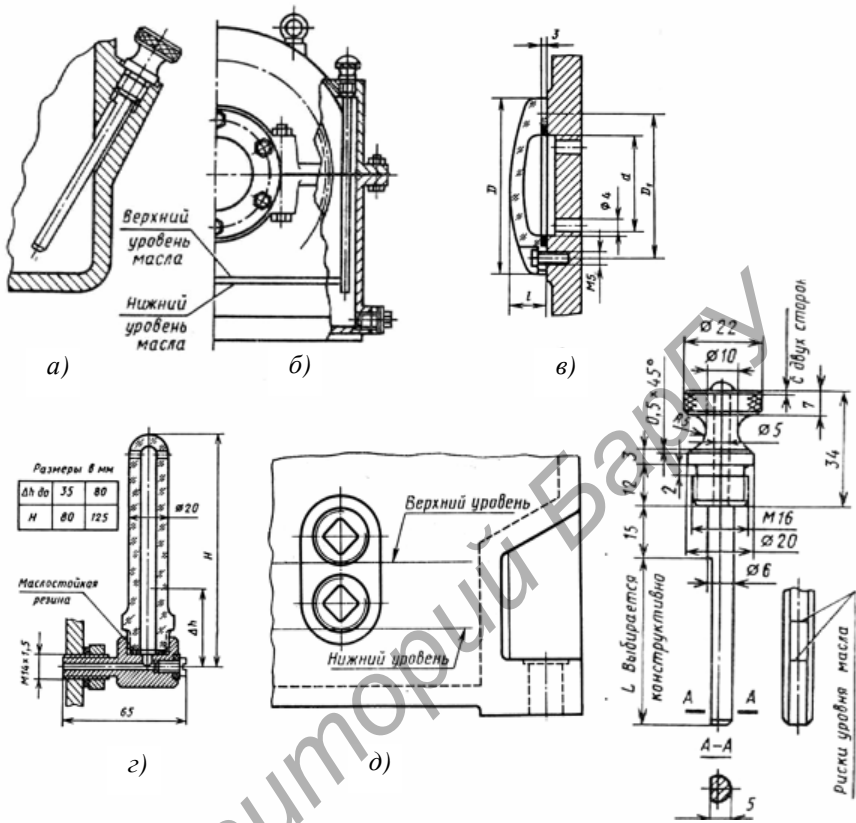


Рисунок 6.14 — Глубина погружения в масло деталей червячного редуктора

Если важно уменьшить в червячной передаче тепловыделение и потери мощности (например, при высокой частоте вращения червяка и длительной работе передачи), уровень масла в корпусе понижают. Для смазывания зацепления на червяке устанавливают разбрызгиватели *1* (рис. 6.14, в). Масло заливают в этом случае до центра нижнего тела качения подшипника.

6.9.5 Контроль уровня масла

Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, контролируют с помощью маслоуказателей (рис. 6.15).



а — железный в основании корпуса; б — железный в крышке корпуса;
 в — фонарный; г — с трубкой из оргстекла; д — пробки (крановые маслоуказатели);
 е — железный маслоуказатель

Рисунок 6.15 — Конструкции маслоуказателей

6.9.6 Слив масла

При работе передач масло постепенно загрязняется продуктами износа деталей передач. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, налитое в корпус редуктора, периодически меняют. Для этой цели в корпусе предусматривают сливное отверстие (см. рис. 6.15, б), закрываемое пробкой с цилиндрической или конической резьбой.

6.10 Конструирование муфт

Для соединения отдельных узлов и механизмов в единую кинематическую цепь используются муфты, различные типы которых могут также обеспечивать компенсацию смещения соединяемых валов (осевых, радиальных, угловых и комбинированных), улучшение динамических характеристик привода, ограничение передаваемого момента, включение и отключение отдельных частей привода и пр.

Наиболее распространенные муфты стандартизованы или нормализованы. Выбор муфт производится в зависимости от диаметра вала и передаваемого момента T_M , определяемого по формуле:

$$T_M = kT_{\text{ном}} \leq T_{\text{табл}},$$

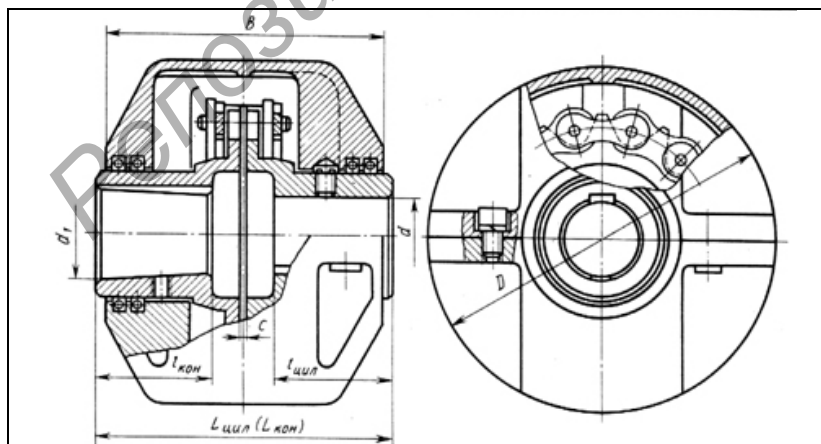
где k — коэффициент режима работы [25] равный:
для транспортеров ленточных 1,25...1,5;
для транспортеров винтовых, цепных, скребковых 1,5...2,0;
для кранов, лебедок, элеваторов 1,25...1,5;

$T_{\text{ном}}$ — номинальный длительно действующий момент.

После подбора муфты выполняются проверочные расчеты наименее прочных элементов (резиновых втулок, звездочек, шпонок, болтов и т. д.).

В таблицах 6.15—6.18 из большого числа разнообразных муфт ниже приводятся лишь широко применяемые в механических приводах.

Т а б л и ц а 6.15 — Муфты цепные однорядные



Продолжение табл. 6.15

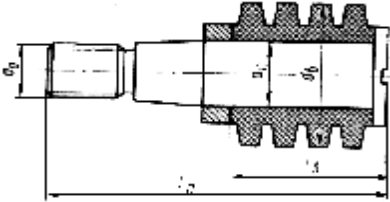
Цель ГОСТ 13.568-75	Число зубьев полушфры	Момент T , Н·м	Угловая скорость ω , с ⁻¹ , не более	Отверстие			Габаритные размеры			Смещение осей валов, не более		
				d, d_1	$l_{\text{цел}}$	$l_{\text{кон}}$	$L_{\text{цел}}$	$L_{\text{кон}}$	D	радиальное, Δr	угловое, $\Delta \gamma$	осевое, Δa
ПР- 19,05- 3180	12	63	170	20; 22; 24	36	25	102	80	110	0,1 5	1°	1,3
				25; 28	42	27	122	92				
ПР-25.4- 6000	10	125	150	25; 28	42	27	122	92	125	0,2		1,8
				30; 32; 35; 36	58	39	162	124		—		
	12	250	126	32; 35; 36; 38	58	39	162	124	140			
				40; 42; 45	82	57	222	172				
ПР- 31.75- 8850	14	500	105	40; 42; 45; 48; 50; 55; 56	82	57	222	172	200		—	2
ПР- 38.1- 12700	12	1 000	84	50; 55; 56	82	57	224	174	210	0,4	—	3, 5
				60; 63; 65; 70; 71	105	73	284	200				

Окончание табл. 6.16

Момент $T, \text{Н} \cdot \text{м}$	Угловая скорость ω , с^{-1} , не более	Отверстие			Габаритные размеры			Смещение осей валов, не более	
		d, d_1	$l_{\text{цпл}}$	$l_{\text{кон}}$	L	D	d_0	радиаль- ное, Δr	угло- вое, $\Delta \gamma$
31,5	670	16; 18; 19	28	18	60	90	20	0,2	1°30'
63	600	20; 22; 24	36	24	76	100			
125	480	25; 28; 30	42 58	26 38	89 121	120	28	0,3	1°
250	400	32; 35; 36; 38; 40; 42; 45	58 82	38 56	121 169	140			
500	380	40; 42; 45	82	56	169	170			
710	315	45; 48; 50; 55; 56	82	56	170	190	36	0,4	
1 000	300	50; 55; 56; 60; 63; 65; 70	82 105	56 72	170 216	220	—	—	—
2 000	240	63; 65; 71; 75; 80; 85; 90	105 130	72 95	218 268	250	46	—	—

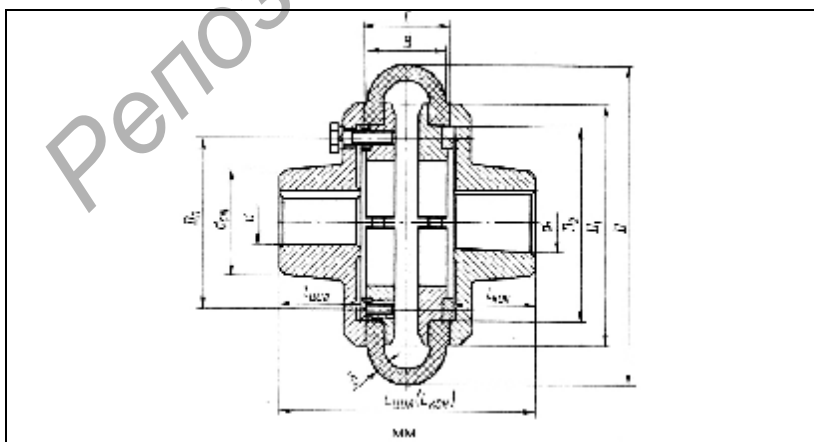
Примечание. 1. Ориентировочное соотношение некоторых размеров муфты: $B \approx 0,25D$; $b \approx 0,5B$; $D_0 = D - (1,5 \dots 1,6)d_0$, где d_0 — диаметр отверстия под упругую втулку; $d_{\text{ст}} = 1,6d(d_1)$. 2. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом 250 Н · м; одна из полумуфт диаметром d равным 32 мм, типа I исполнения 1, другая — диаметром d равным 40 мм, типа II исполнения 2, климатического исполнения У, категории размещения 3: муфта упругая втулочно-пальцевая 250-32-I.1-40—II.2-У3 ГОСТ 21424-75.

Т а б л и ц а 6.17 — Муфты упругие втулочно-пальцевые. Втулки и пальцы



Момент $T, \text{Н} \cdot \text{м}$	Пальцы				Втулка упругая	
	$d_{\text{п}}$	$l_{\text{п}}$	$d_{\text{о}}$	Количество z	$d_{\text{вм}}$	$l_{\text{вт}}$
31,5	10	19	M8	4	19	15
63	10	19	M8	6	19	15
125	14	33	M10	4	27	28
250	14	33	M10	6	27	29
500	18	42	M12	6	35	36
710	18	42	M12	8	35	36
1 000	18	42	M12	10	35	36
2 000	24	52	M16	10	45	44

Т а б л и ц а 6.18 — Муфты упругие с торообразной оболочкой



Продолжение табл. 6.18

Момент T , Н·м	Угловая скорость ω , с ⁻¹ , не более	Отверстие			Габаритные размеры			Смещение осей валов, не более		
		d, d_1	$l_{\text{цил}}$	$l_{\text{кон}}$	$L_{\text{цил}}$	$L_{\text{кон}}$	D	ради- альное, Δr	угло- вое, $\Delta \gamma$	осе- вое, Δa
40	315	18; 19	30	20	115	100	125	1	1°	1
		20; 22; 24	38	26	130	120				
		25	44	28	140	130				
80	315	22; 24	38	26	140	130	160	1,6	1°	2
		25; 28	44	28	150	140				
		30	60	40	185	170				
125	260	25; 28	44	28	155	145	180	2	1°	2,5
		30; 32; 35; 36	60	40	190	175				
200	260	30; 32; 35; 36; 38	60	40	200	185	200	2	1°	2,5
		40	84	60	250	235				
250	210	32; 35; 36; 38	60	40	205	185	220	2,5	1°30'	3
		84	60	255	240	84				
315	210	35; 36; 38	60	40	215	195	250			
		40; 42; 45; 48	84	60	270	250				

Окончание табл. 6.18

Момент $T, \text{Н}\cdot\text{м}$	Угловая скорость $\omega, \text{с}^{-1}$, не более	Отверстие			Габаритные размеры			Смещение осей валов, не более		
		d, d_1	$l_{\text{цпл}}$	$l_{\text{кон}}$	$L_{\text{цпл}}$	$L_{\text{кон}}$	D	ради- альное, Δr	угло- вое, $\Delta \gamma$	осе- вое, Δa
500	170	40; 42; 45; 48; 50; 53; 55; 56	84	60	270	250	280			
		48; 50; 53; 55; 56								
800	170	60; 63	108	75	330	310				

Примечание. 1. Ориентировочное соотношение некоторых размеров муфты: $B \approx 0,25D$; $\delta = 0,05D$; $C = 0,06B$; $D_0 = (0,5 \dots 0,52)D$; $D_1 = 0,75D$; $D_2 = 0,6D$; $d_{\text{сг}} = 1,55d(d_1)$. 2. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом $250 \text{ Н}\cdot\text{м}$; типа I, диаметром отверстия полумуфт d равным 40 мм , с полумуфтами исполнения 1, климатического исполнения У, категории размещения 2: муфта 250-I-40-1-У2 ГОСТ 20884 — 82.

Полумуфты устанавливают на цилиндрические или конические концы валов. При постоянном направлении вращения и умеренно нагруженных валах полумуфты сажают на гладкие цилиндрические концы валов по переходным посадкам $H7/k6$; $H7/m6$. При реверсивной работе, а также при сильно нагруженных валах применяют посадку $H7/n6$. Для передачи вращающего момента используют шпоночное соединение.

6.11 Конструирование рамы (плиты)*

Установочные плиты и рамы предназначены для объединения механизмов привода в установку, монтируемую на фундамент.

* [8; 11; 13; 22; 25; 27].

Конфигурацию и размеры литой плиты или сварной рамы определяют при выполнении компоновочного чертежа привода, последовательность выполнения которого представлена на рисунке 6.16.

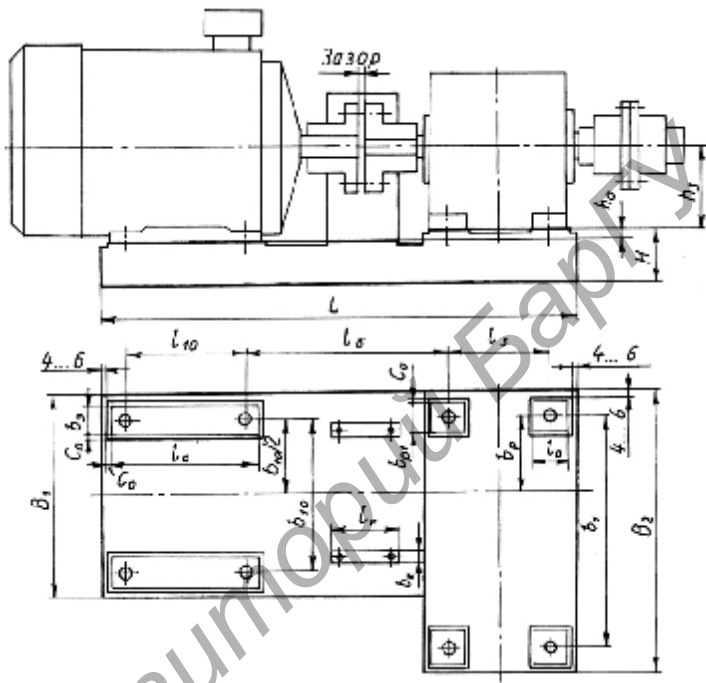


Рисунок 6.16 — Проектирование литой плиты и сварной рамы

В верхней части чертежа в масштабе вычерчивают контур электродвигателя.

В соединении с валом электродвигателя вычерчивают муфту. Вал редуктора соединяют с другой полумуфтой и вычерчивают контур редуктора с указанием положения фундаментных лап. В результате выясняют разность высот центров осей электродвигателя и редуктора h_0 и расстояние между болтами их крепления к плите (раме) l_6 .

На главном виде вычерчивают контур плиты (рамы) и приступают к конструированию плиты (рамы) на виде сверху. Для этого в контурах электродвигателя и редуктора наносят центры и контуры опорных поверхностей (фундаментных лап). Опорные поверхности под лапы электродвигателя, редуктора и защитного кожуха для муфты (если он необходим по технике безопасности) на плите (раме)

выделяют в виде приливов (платиков) и подвергают механической обработке. Ширину и длину приливов (платиков) назначают больше ширины b_3, b_{p1}, b_k и длины l_0, l_p, l_k опорных (присоединительных) поверхностей электродвигателя, редуктора и защитного кожуха на величину $2C_0 = 8 \dots 10$ мм.

Длину плиты (рамы) определяют следующим образом:

$$L = l_{10} + l_6 + l_3 + (l_0 - l_{10}) / 2 + l_p / 2 + 2 \cdot C_0 + (8 \dots 12),$$

где l_{10}, l_3 — расстояния между болтами крепления электродвигателя и редуктора.

Высоту плиты (рамы) H , в значительной мере определяющую жесткость, назначают в зависимости от L :

$$H = (0,08 \dots 0,12)L.$$

По этому размеру принимается ближайший больший размер швеллера.

Ширину B_1 и B_2 рассчитывают по следующим зависимостям:

$$B_1 = b_{10} + b_3 + 2C_0 + (8 \dots 10);$$

$$B_2 = b_1 + b_{p1} + 2C_0 + (8 \dots 10),$$

где b_{10} и b_1 — расстояние между болтами крепления электродвигателя и редуктора.

Для крепления рамы к полу цеха применяют фундаментные болты, расположение которых определяют при проектировании рамы. Диаметр и число фундаментных болтов принимают следующими:

Длина рамы L , мм	До 700	700...1 000	1 000...1 500
Диаметр болтов, мм	16	18...20	22...24
Минимальное число болтов	4	6	8

Ориентировочное расстояние между болтами должно быть равно 300...500 мм.

При сложной конфигурации рамы число болтов может быть увеличено.

Конструкция фундаментных болтов приведена на рисунке 6.17.

Глубина заложения болта H равна 150...300 мм, для болта с изогнутым концом — $\approx 20d$.

6.12 Выбор посадок

На сборочном чертеже для основных сопряжений необходимо выбрать посадку, систему и квалитет. Пример выбора некоторых посадок дан в таблице 6.19.

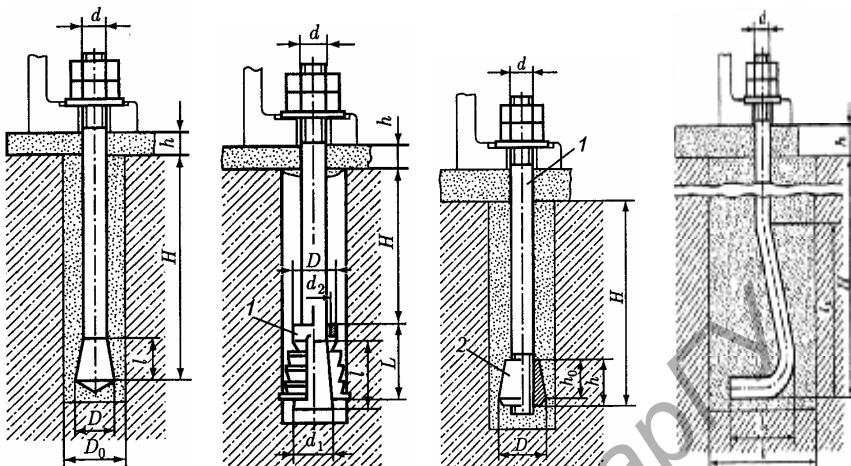


Рисунок 6.17 — Конструкция фундаментных болтов

Т а б л и ц а 6.19 — Рекомендуемые виды посадок

Сопряжение	Условное обозначение по государственным стандартам
Внутреннее кольцо подшипника на вал	$js5, k6, m6, n6$
Наружное кольцо подшипника в корпус (или в стакан)	$H7, N7, K7$
Зубчатые колеса на валах	$H7 / p6, H7 / r6, H7 / s6, H7 / k6, K7 / h6$
Шкивы и звездочки	$H7 / js6, H7 / h6$
Стаканы под подшипник качения в корпус редуктора	$H7 / h6, H7 / k6, H7 / js6$
Крышки подшипников в корпус (или в стакан)	$H7 / h8, H7 / f9, H7 / d11$
Распорные втулки на валах	$F9 / k6, D11 / k6, D9 / h9, D9 / k6, H7 / js6$
Распорные кольца	$H8 / h8$
Полумуфты на валах	$H7 / k6, H7 / r6, H7 / m6, H7 / n6$
Шпоночная канавка в ступице по ширине	$D10, J_s9, P9$
Шпоночная канавка в ступице по глубине	$H12$
Шпоночная канавка на валу по ширине	$P9, N9, H9$

Сопряжение	Условное обозначение по государственным стандартам
Шпоночная канавка на валу по глубине	$H12$
Шпонка по ширине	$h9$
Шпонка по длине	$h14$
Шпонка в сборе в ступице (по ширине)	$D10 / h9, J_s9 / h9, P9 / h9$
Шпонка в сборе на валу (по ширине)	$H9 / h9, N9 / h9, P9 / h9$
Шпонка в сборе на валу (по длине)	$H8 / h14$
Венец червячного колеса на ободе колеса	$H7 / r6, H7 / s6, H9 / x8$
Шпонка цилиндрическая	$H7 / x8$
Штифт стопорный на валу (неподвижный)	$H7 / m6$
Штифт центровочный (крышка корпуса — основание корпуса)	$H7 / h6, J_s7 / h6$
Отверстие в крышке подшипника под манжету	$H8$
Участок вала под уплотнение (манжету)	$h11$
Щелевое уплотнение	$H11 / d11$
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по d	$d — 8 \times 36 H7 / f7 \times 40 \times 7 D9 / f8$
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по D	$D — 8 \times 36 \times 40 H7 / j_s6 \times 7 D9 / j_s7$
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по b	$b — 8 \times 36 \times 40 \times 7 F8 / f8$

6.13 Сборка и регулировка редуктора

Рассмотрим пример сборки двухступенчатого цилиндрического редуктора с вертикальными валами. Перед сборкой внутренние части корпусных деталей очищают и покрывают маслостойкой краской. Перед общей сборкой собираются валы с насаженными деталями. На тихоходный вал последовательно надеваются мазеудерживающее кольцо, верхний подшипник, втулка, нижний подшипник, кольцо. Все детали фиксируются в осевом направлении пружинной шайбой. Собранный вал вставляется в отверстие корпуса. Подшипники перед сборкой нагреваются в масле. К корпусу крепится маслозащитный стакан. Далее на вал надевается зубчатое колесо внутреннего зацепления. Затем на вал надевается подшипниковая крышка, которая крепится к корпусу. На промежу-

точный вал надевается косозубое колесо, мазеудерживающее кольцо и нижний подшипник. На быстроходный вал-шестерню надеваются предварительно нагретые в масле подшипники качения и мазеудерживающее кольцо. Из-за размеров колес быстроходной ступени собранные быстроходный вал-шестерня и промежуточный вал вставляются в отверстия корпуса редуктора строго одновременно. Снизу на промежуточный вал надевается прямоугольная шестерня, которая фиксируется в осевом направлении крышкой. Корпус редуктора вместе с установленными промежуточным и быстроходным валами устанавливается на основание и фиксируется болтами. Сверху на промежуточный вал надевается подшипник. Сверху на корпус редуктора надевается крышка корпуса и фиксируется болтами. На быстроходный и промежуточный валы сверху надеваются подшипниковые крышки, которые винтами крепятся к корпусу. Перед установкой в проточки подшипниковых крышек закладываются манжетные уплотнения, предварительно пропитанные маслом. Затем на подшипниковые крышки надеваются регулировочные прокладки (комплект). Собранные крышки вставляются в гнезда корпуса и крепятся к нему. После сборки производится регулировка редуктора. Чтобы не регулировать зубчатые зацепления, ширина шестерен делается больше ширины колес. Регулировка подшипников производится набором регулировочных прокладок, устанавливаемых между корпусом и подшипниковыми крышками. Регулировка подшипников тихоходного вала (на валу установлены радиальные подшипники) заключается в создании зазора между торцом наружного кольца подшипника и торцом подшипниковой крышки. Требуемый зазор получается за счет подбора толщины регулировочных прокладок. Регулировка подшипников быстроходного и промежуточного валов (подшипники радиально-упорные) заключается в создании предварительного натяга в подшипниках (смещение наружного кольца подшипника относительно внутреннего) за счет изменения толщины регулировочных прокладок. В собранном редукторе быстроходный вал должен свободно проворачиваться. Закручивается пробка маслоспускного отверстия и устанавливается маслоуказатель. Заливается масло. Собранный редуктор обкатывается.

6.14 Техника безопасности

При освещении вопросов техники безопасности во время монтажа и в период эксплуатации редукторной установки необходимо обратить внимание на следующие мероприятия.

Следует предусмотреть надежное крепление электродвигателя и редуктора к раме и рамы к фундаменту.

Вращающиеся детали (входные и выходные концы валов, муфты) должны иметь защитный кожух.

Ременные, цепные, открытые зубчатые и червячные передачи должны быть ограждены (кожухом из листового металла или мелкой металлической сеткой).

Электрические провода должны иметь защитный экран (пропущены через трубку).

Концы проводов (подвод к электродвигателю) должны быть изолированы и закрыты крышкой.

Установка должна быть заземлена.

Рама после слесарной обработки и сварки не должна иметь заусенцев.

Проводить осмотр зацепления, регулировки, устранение неисправностей и сборочно-разборочные работы необходимо только при выключенном электродвигателе.

При работе нельзя прикасаться к вращающимся деталям. Техническое обслуживание производить при полной остановке электродвигателя.

Необходимо регулярно контролировать уровень масла в редукторе и следить за наличием смазки в подшипниках.

Нельзя допускать к работе лиц, которые не прошли инструктаж по технике безопасности и обслуживанию редукторной установки.

При обслуживании, монтаже и демонтаже необходимо пользоваться только исправными инструментами.

Нельзя допускать грубых ударов по деталям во избежание их порчи.

При хранении все открытые детали должны иметь антикоррозийную окраску или смазку. Нельзя хранить детали в сырых помещениях.

6.15 Структура курсового проекта

Введение.

1. Кинематический и силовой расчет привода.
2. Расчет передач (в соответствии со схемой привода).
3. Расчет и конструирование валов.
4. Расчет шпоночных соединений.
5. Расчет и конструирование подшипниковых узлов.
6. Конструирование зубчатых и червячных колес, червяков, шкивов и звездочек.
7. Конструирование корпусных деталей, стаканов и крышек.
8. Смазывание зацеплений.
9. Выбор и проверочный расчет муфт.
10. Конструирование рамы (плиты).
11. Выбор посадок.
12. Сборка и регулировка редуктора.
13. Техника безопасности.
14. Графическая часть:
 - а) общий вид привода;

- б) сборочный чертеж редуктора;
 - в) деталировка (выходной вал, колесо на выходном валу, крышка подшипника, крышка редуктора);
 - г) чертеж рамы (плиты).
- Список источников.

Репозиторий Баргу

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Детали машин. Учебная программа для высших заведений / А. Т. Скойбеда [и др.]. — Минск, 2003.
2. *Иванов, М. Н.* Детали машин / М. Н. Иванов. — М. : Высш. шк., 1998.
3. *Иванов, М. Н.* Детали машин. Курсовое проектирование / М. Н. Иванов, В. М. Иванов. — М. : Высш. шк. , 1975.
4. *Кузьмин, А. В.* Расчеты деталей машин : справочное пособие / А. В. Кузьмин. — Минск : Выш. шк., 1986.
5. Курсовое проектирование деталей машин / под ред. В. Н. Кудрявцева. — Л. : Машиностроение, 1983.
6. Курсовое проектирование деталей машин : справочное пособие : в 2 т. / А. В. Кузьмин [и др.]. — Минск : Выш. шк., 1982.
7. *Перель, Л. Я.* Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник / Л. Я. Перель. — М. : Машиностроение, 1983.
8. *Попова, Г. Н.* Машиностроительное черчение : справочник / Г. Н. Попова, С. Ю. Алексеев. — Л. : Машиностроение, 1986.
9. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский [и др.]. — М. : Машиностроение, 1984.
10. Расчет деталей машин на ЭВМ / под ред. Д. Н. Решетова, С. А. Шувалова. — М. : Высш. шк. , 1985.
11. *Решетов, Д. Н.* Детали машин / Д. Н. Решетов. — М. : Машиностроение, 1989.
12. Единая система конструкторской документации : справ. пособие / С. С. Борушек [и др.]. — 2-е изд. , перераб. и доп. — М. : Изд-во стандартов, 1989.
13. Стандарт предприятия. Проекты (работы) курсовые и дипломные. Общие требования к оформлению : [СТП БГСХА 2. 0. 01-99]. — Горки, 2000.
14. *Устюгов, И. И.* Детали машин / И. И. Устюгов. — М. : Высш. шк., 1981.
15. *Чернавский, С. А.* Курсовое проектирование деталей машин / С. А. Чернавский. — М. : Машиностроение, 1979.
16. *Чернилевский, Д. В.* Курсовое проектирование деталей машин и механизмов / Д. В. Чернилевский. — М. : Высш. шк., 1980.
17. Расчет деталей машин / И. М. Чернин [и др.]. — Минск : Выш. шк., 1978.
18. *Шейнблит, А. Е.* Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие для техникумов / А. Е. Шейнблит. — М. : Высш. шк., 1991.
19. *Ряховский, О. А.* Справочник по муфтам / О. А. Ряховский, С. С. Иванов. — Л. : Политехника, 1991.
20. *Курмаз, Л. В.* Детали машин. Проектирование / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. — Минск : Технопринт, 2001.
21. Расчет валов : учебн. -метод. пособие / сост. В. А. Дремук, В. М. Горелько. — Барановичи : БарГУ, 2007.
22. *Анурьев, В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. — М. : Машиностроение, 1979.
23. *Гузенков, П. Г.* Детали машин / П. Г. Гузенков. — М. : Высш. шк. , 1986.
24. *Гжиров, Р. И.* Краткий справочник конструктора / Р. И. Гжиров. — Л. : Машиностроение, 1983.

25. Детали машин. Атлас конструкций / под ред. Д. Н. Решетова. — М. : Машиностроение, 1979.

26. Детали машин в примерах и задачах : учеб. пособие / под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. — Минск : Выш. шк., 1981.

27. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — М. : Высш. шк., 1998.

28. Дунаев, П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — М. : Высш. шк., 1990.

Стандарты

ГОСТ 2.105-95 Общие требования к тестовым документам

ГОСТ 2.301-68 Форматы

ГОСТ 2.304-81 Шрифты чертежные

Репозиторий БарГУ

Учебное издание

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН**

**Методические указания
для студентов
инженерных специальностей**

Составители: *В. А. Дремук, В. М. Горелько, А. К. Гавриленя*

Технический редактор *М. Л. Потапчик*
Корректор *Е. В. Фатик*
Компьютерная верстка *В. В. Кукреши*
Ответственный за выпуск *Е. Г. Хохол*

Подписано в печать 08.02.2010.
Формат 60 × 84 1/16. Бумага офсетная.
Гарнитура Тайме. Отпечатано на ризографе.
Усл. печ. л. 3,95. Уч.-изд. л. 2,67.
Заказ 21. Тираж 140 экз.

ЛИ 02330/0133468 от 09.02.2005

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования
«Барановичский государственный университет»,
225404, г. Барановичи, ул. Войкова, 21.

Репозиторий БарГУ